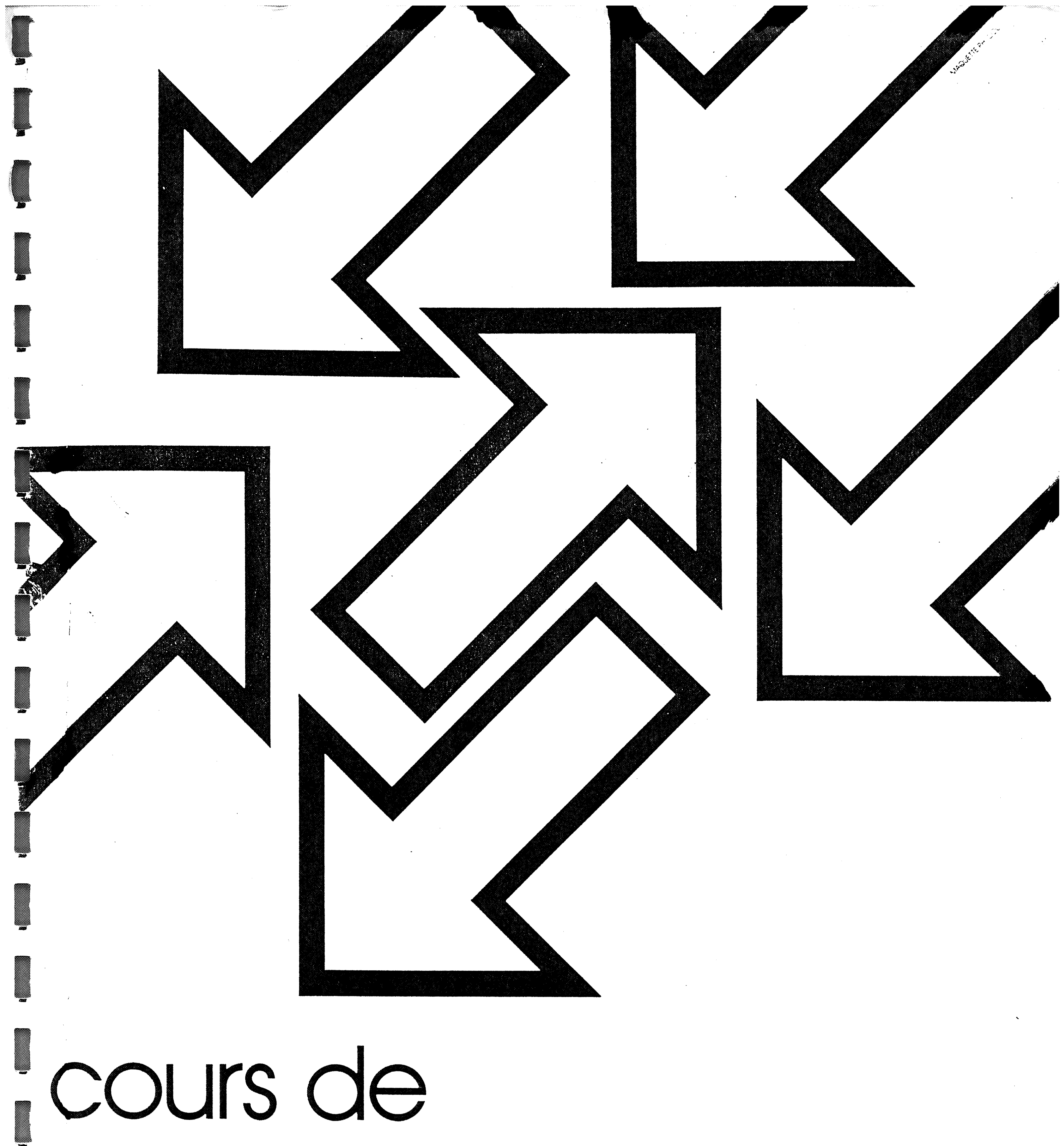


cours de climatisation

bases du calcul des installations de climatisation

g. porcher
ancien élève de l'ENSET
inspecteur pédagogique
régional

TABLE DES MATIÈRES

Première Partie : Notions fondamentales

1 — Unités et symbole des grandeurs 7

- 1.1 — Le système S.I.
- 1.2 — Unités hors système
- 1.3 — Unités anglo-saxonnes
- 1.4 — Symbole des grandeurs

2 — Grandeurs caractéristiques de l'air 9

- 2.1 — L'air sec 9
  - 2.1.1 — Masse molaire
  - 2.1.2 — Masse volumique
  - 2.1.3 — Volume massique
  - 2.1.4 — Chaleur massique
  - 2.1.5 — Enthalpie
  - 2.1.6 — Enthalpie massique
- 2.2 — L'air humide 14
  - 2.2.1 — Pression partielle de vapeur d'eau
  - 2.2.2 — Masse volumique et volume massique de la vapeur d'eau
  - 2.2.3 — Teneur en humidité
  - 2.2.4 — Degré hygrométrique
  - 2.2.5 — Masse volumique
  - 2.2.6 — Volume spécifique
  - 2.2.7 — Enthalpie
  - 2.2.8 — Enthalpie spécifique
  - 2.2.9 — Etude d'un cas

3 — Diagramme de l'air humide 24

- 3.1 — Tracé du diagramme de l'air humide ... 24
  - 3.1.1 — Courbe de saturation
  - 3.1.2 — Température de rosée
  - 3.1.3 — Courbes d'égal degré hygrométrique
  - 3.1.4 — Lignes d'égale enthalpie (isenthalpes)
  - 3.1.5 — Lignes d'égal volume spécifique (isochores)
  - 3.1.6 — Lignes d'égale température humide
- 3.2 — Présentation du diagramme de l'air humide 28
  - 3.2.1 — Caractéristiques d'un air humide non saturé
  - 3.2.2 — Caractéristiques d'un air humide saturé
- 3.3 — Mélange d'air de caractéristiques différentes 32
- 3.4 — Etude d'un cas 35

Deuxième Partie : L'environnement extérieur

1 — Les facteurs climatiques 37

- 1.1 — La température sèche extérieure 37
  - 1.1.1 — Variation en fonction de la latitude
  - 1.1.2 — Variation en fonction des conditions géographiques
- 1.2 — La température humide et le degré hygrométrique 39
  - 1.2.1 — Variations locales diurne et annuelle
  - 1.2.2 — Variations en fonction des types de climat
- 1.3 — Le rayonnement solaire 43
  - 1.3.1 — Le rayonnement solaire extra-terrestre
  - 1.3.2 — Le rayonnement solaire dans l'atmosphère
  - 1.3.3 — Le rayonnement solaire direct
  - 1.3.4 — Le rayonnement solaire diffus
  - 1.3.5 — Le rayonnement solaire réfléchi
  - 1.3.6 — Le rayonnement solaire global

2 — Les facteurs chimiques et biologiques .. 49

- 2.1 — Les aérosols 49
  - 2.1.1 — Origine
  - 2.1.2 — Nature { temporaires / permanents
  - 2.1.3 — Concentration
- 2.2 — Les impuretés gazeuses 53
  - 2.2.1 — Les produits de la combustion
  - 2.2.2 — Le développement des transports
  - 2.2.3 — Processus industriels
- 2.3 — Diffusion des polluants dans l'environnement extérieur 53
  - 2.3.1 — Les facteurs géographiques
  - 2.3.2 — Les facteurs climatiques

3 — Les conditions extérieures de base 57

- 3.1 — Température extérieure de base 57
  - 3.1.1 — Conditions de base en hiver
  - 3.1.2 — Conditions de base en été
- 3.2 — Degré hygrométrique extérieur de base 59
  - 3.2.1 — Conditions de base en été
  - 3.2.2 — Conditions de base en hiver
- 3.3 — Corrections des conditions extérieures de base 62
  - 3.3.1 — Corrections de la température de base
  - 3.3.2 — Corrections du degré hygrométrique de base
  - 3.3.3 — Etude d'un cas

Troisième Partie : L'environnement intérieur

1 — Les conditions de confort 63

1.1 — Les conditions physiologiques 63
1.1.1 — La température résultante
a) Régulation thermique de l'organisme humain
b) Température résultante
c) Températures résultantes intérieures de base
1.1.2 — L'humidité de l'air
1.1.3 — La ventilation
a) Teneur de l'air en oxygène et en CO_2
b) Odeurs corporelles et fumées
c) Taux de ventilation de base
1.1.4 — La vêture et l'activité des occupants
1.1.5 — Le niveau de bruit
1.2 — Les conditions psychologiques 74
1.3 — Les conditions biologiques 74

2 — Les climats intérieurs de type industriel .. 75

2.1 — Indice de contrainte thermique 75
2.2 — Température résultante humide (Indice de Yaglou) 79
2.3 — Temps maximal de séjour 79
2.3.1 — Définition
2.3.2 — Calcul
2.3.3 — Exemple
2.4 — Temps minimal de récupération 81
2.4.1 — Définition
2.4.2 — Calcul
2.4.3 — Exemple
2.4.4 — Conclusion
2.5 — Données de base des climats industriels 83
2.5.1 — Caractéristique
2.5.2 — Données de base

Quatrième Partie : Distribution de l'air dans les installations

1 — Etude générale d'une installation de climatisation 89

1.1 — Conception générale 89
1.2 — Calcul des débits de soufflage 89
1.2.1 — Remarque préliminaire
1.2.2 — Bilan d'un local
a) Bilan enthalpique
b) Bilan d'humidité
1.2.3 — Calcul des débits de soufflage
a) Cas général
b) Apports d'humidité négligeables
c) Etude d'un cas
1.3 — Calcul du débit d'air neuf 96
1.3.1 — Définition
1.3.2 — Taux d'introduction d'air neuf
1.4 — Calcul du débit d'air recyclé 98
1.4.1 — Définitions
1.4.2 — Calcul du débit de recyclage
1.4.3 — Exemple

2 — Distribution de l'air dans les locaux 102

2.1 — Données générales 102
2.1.1 — Vitesse de l'air ambiant
2.1.2 — Température de l'air soufflé
2.1.3 — Emplacement des bouches de soufflage et de reprise
2.2 — Données physiques fondamentales 105
2.2.1 — Généralités
a) Définition
b) Hypothèses
2.2.2 — Etude du jet d'air isotherme
a) Généralités
b) Différents types de jet d'air
c) Angle de jet
d) Coefficient de contraction
2.2.3 — Calcul des vitesses dans le jet
a) Le dard
— vitesses dans le dard
— dimensions
b) Zone d'épanouissement
— Calcul de la vitesse sur l'axe de la bouche
• bouches à fentes ou rectangulaires longues
• bouches circulaires
• cas des bouches à jet radial
— Calcul des vitesses hors de l'axe de la bouche
— Cas particulier d'une paroi adjacente parallèle au jet
2.2.4 — Etude du jet d'air chaud ou froid
a) Jet anisotherme horizontal
b) Jet anisotherme vertical
c) Etude d'un cas
2.2.5 — Étude d'un jet d'air à débit variable

3 — Distribution de l'air dans les installations 122

3.1 — Données générales 122
3.1.1 — Grandeurs d'état
3.1.2 — Etude des pressions
a) Pression effective
b) Pression dynamique
c) Pression totale
3.1.3 — Energie volumique
3.1.4 — Energie massique
3.2 — Les ventilateurs 129
3.2.1 — Définition
3.2.2 — Classification et description
1) Classification suivant la trajectoire de l'air
2) Classification suivant le mode d'utilisation du ventilateur
3) Classification suivant la position du ventilateur dans le circuit
4) Classification suivant l'augmentation relative de la pression dans le ventilateur
5) Classification suivant le mode d'entraînement
6) Classification suivant les applications du ventilateur

3.2.3 — Caractéristiques
a) Caractéristiques principales
• débit
• pression ou charge
• vitesse de rotation
• puissance
• rendement
b) Caractéristiques secondaires
• bruit
• échauffement
• phénomène de pompage
• phénomène de giration
• sens de rotation de la roue
• sens de montage
• orientation des orifices

3.2.4 — Courbes caractéristiques
— Vitesse de rotation et masse volumique constantes
— Vitesse de rotation variable (masse volumique constante)
— Masse volumique de l'air variable (vitesse de rotation constante)

3.2.5 — Choix d'un ventilateur
1) Courbe caractéristique d'un réseau
2) Choix du ventilateur
3) Choix du type de ventilateur

3.3 — Les conduits d'air 152

3.3.1 — Généralités
3.3.2 — Calcul des dimensions des conduits
3.3.3 — Calcul des pertes de charge
a) Définition de la charge en un point d'un conduit
b) Définition de la perte de charge
c) Etude des pertes de charge
d) Calcul des pertes de charge réparties
— conduit cylindrique
— conduit non cylindrique
e) Calcul des pertes de charge singulières
3.3.4 — Equilibrage des réseaux de conduits
a) Règles de l'équilibrage
b) Réalisation de l'équilibrage
c) Calcul des diaphragmes
3.3.5 — Causes et remèdes d'un mauvais équilibrage

3.4 — Etude d'un cas général 201

3.4.1 — Choix des vitesses d'air
3.4.2 — Choix du ventilateur
3.4.3 — Puissance thermique du réchauffeur d'air
3.4.4 — Equilibrage des différents circuits
3.4.5 — Calcul des diaphragmes

Cinquième Partie : Les charges dues à l'environnement

1 — Charges dues à l'environnement intérieur 207

1.1 — Apports dus aux occupants 207

1.2 — Apports dus aux machines électriques .. 209

1.2.1 — Machines ne modifiant pas l'humidité du local
1.2.2 — Machines modifiant l'humidité du local

1.3 — Apports dus à l'éclairage 213

1.3.1 — Généralités
1.3.2 — Calcul des apports réels

1.4 — Processus industriels 223

1.4.1 — Appareils à gaz
1.4.2 — Sources d'évaporation

1.5 — Tuyauteries et conduits intérieurs 227

1.5.1 — Tuyauteries d'eau chaude ou de vapeur
1.5.2 — Tuyauteries d'eau glacée
1.5.3 — Conduits d'air

2 — Charges dues à l'environnement extérieur 236

2.1 — Infiltration d'air extérieur 236

2.1.1 — Valeurs de h_i et r_i
2.1.2 — Valeurs de h_e et r_e
2.1.3 — Valeurs de $q_{mas,v}$

2.2 — Apports dus aux vitrages 239

2.2.1 — Flux solaire global
2.2.2 — Flux transmis par un vitrage ordinaire non protégé
2.2.3 — Apports effectifs d'un vitrage simple non protégé
2.2.4 — Apports réels d'un vitrage simple non protégé
2.2.5 — Facteur solaire
2.2.6 — Surfaces ombragées

2.3 — Apports par les parois extérieures 268

2.3.1 — Température extérieure équivalente
2.3.2 — Température extérieure virtuelle
2.3.3 — Calcul des apports par les parois extérieures
2.3.4 — Utilisation des tableaux 2.3.V à 2.3.XVII

2.4 — Etude d'un cas général 296

2.5 — Bilan global optimisé d'une construction 304

2.6 — Simulation pour recherche du meilleur profil énergétique d'un bâtiment 304

2.6.1 — Orientation du bâtiment
2.6.2 — Choix d'éléments fixes de protection contre l'ensoleillement

Annexe A — Conversion des unités du système métrique 307

Annexe B — Conversion des unités anglo-saxonnes en unités métriques 309

Annexe C — Table de conversion des degrés Fahrenheit en degrés Celsius 312

Annexe D — Table de conversion des degrés Celsius en degrés Fahrenheit 314

Annexe E — Apports dus aux occupants, valeur du coefficient C 316

Première partie :

Notions fondamentales

NOUS aurions pu aller au plus pressé et étudier immédiatement les différentes techniques de la climatisation. Pour que chacun se sente à l'aise à la lecture des exposés qui vont suivre, nous avons opté pour une « **mise en condition technique** » qui consiste en un rappel des propriétés fondamentales de **l'aéraulique** (1).

Ce « **conditionnement** » nous semble une excellente préparation qui permettra à chacun d'aborder certaines techniques nouvelles avec un sentiment de sécurité totale et de complète autonomie.

1 - Unités et symboles des grandeurs

Il est toujours fastidieux d'avoir à lire au début d'un exposé, dont le titre est si prometteur, l'inévitable rappel des systèmes d'unités et des notions fondamentales.

Mais puisque nous avons voulu faire de ce « **guide pratique** » un ensemble cohérent, il était donc inévitable de préciser et de définir les notions que nous aurions à utiliser très fréquemment dans la suite de notre exposé.

Pour ne pas « alourdir » considérablement cette première partie, nous avons reporté en annexe (2) les tableaux de conversion des unités du système métrique et les tableaux de conversion des unités anglo-saxonnes en unités métriques.

Il nous a semblé tout de même opportun de maintenir au début de cette première partie la définition du **système légal** d'unités SI ainsi que la liste des **symboles des grandeurs fondamentales**.

1.1 - LE SYSTÈME S I

Depuis le 1er janvier 1962, le **Système International** (dit SI en abrégé) est le seul système légal en France. Les unités de ce système sont celles du système métrique décimal.

Le Système International SI est défini par **six unités de base** qui sont les suivantes :

- longueur .... mètre [m]
- masse .... kilogramme [kg]
- temps .... seconde [s]
- intensité de courant électrique ampère [A]
- température thermodynamique kelvin [K]
- intensité lumineuse .... candela [cd]

Ces six unités de base permettent de définir des **unités dérivées**. Celles qui trouvent leur application en thermique ou en aéraulique sont les suivantes :

GRANDEUR	APPELLATION	SYMBOLE
force	newton	[N]
pression	pascal ou bar	[Pa] [bar]
travail, énergie, quantité de chaleur	joule	[J]
puissance	watt	[W]
viscosité dynamique ..	poiseuille	[Pl]
viscosité cinématique .	[m²/s] ou myriastokes	[ma St]
fréquence	hertz	[Hz]
angle plan	radian	[rad]
angle solide	stéradian	[sr]

Le **tableau 1.1.I.** récapitule les unités de base et les unités dérivées que nous serons amenés à utiliser le plus fréquemment.

1.2 - UNITÉS HORS SYSTÈME

Nous utiliserons dans cet ouvrage les unités du système légal (système SI). Toutefois, pour ne pas dérouter ceux qui emploieraient encore les unités du « système des thermiciens », nous donnons en An-

(1) L'aéraulique est la partie de la mécanique des fluides qui étudie l'écoulement de l'air dans les conduits.

(2) Les annexes sont publiées à la fin de cet ouvrage.

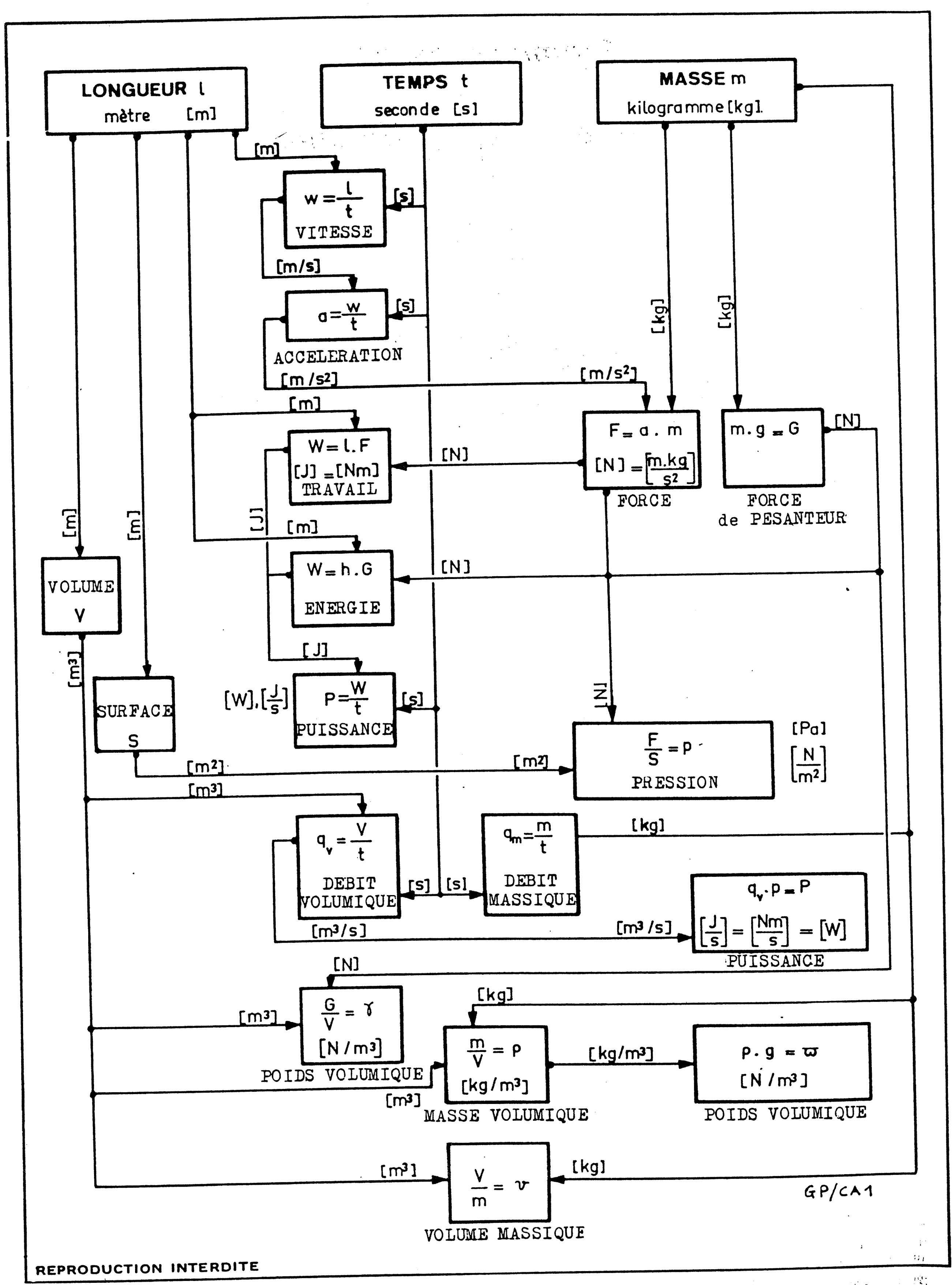


TABLEAU 1.1.I. — Unités de base et unités dérivées du système SI

nexe A (pages 302 à 304) leur équivalence avec les unités du système légal sous forme de tableaux. Ces tableaux permettent de convertir automatiquement les unités d'un système dans un autre, l'équivalence étant obtenue par un coefficient multiplicateur.

Au cours de notre exposé, certaines relations fondamentales et un grand nombre de diagrammes importants seront publiés dans les deux systèmes d'unités : système SI et système des thermiciens. Nous rappellerons, chaque fois qu'il sera nécessaire, l'équivalence entre les unités de ces deux systèmes.

1.3 - UNITÉS ANGLO-SAXONNES

Afin de faciliter la compréhension d'articles écrits en anglais ou même de procéder au choix de certains appareils dont les caractéristiques sont encore données en unités anglo-saxonnes, il nous a semblé utile de présenter un tableau simple et commode de conversion des unités anglo-saxonnes en unités du système métrique. Ce tableau, qui sera publié en **Annexe B**, permet une conversion facile de ces unités grâce à un coefficient multiplicateur qui donne directement l'équivalence.

En raison de son importance exceptionnelle, la conversion des degrés Fahrenheit en degrés Celsius fera l'objet du tableau de l'**Annexe C**.

Rappelons la relation de correspondance entre les degrés Fahrenheit et les degrés Celsius :

$$\theta_F = 32 + 1,8\ \theta_C$$

$$\text{et} \quad \theta_C = 0,55\ (\theta_F - 32)$$

θ_F : température exprimée en degrés Fahrenheit [°F]

θ_C : température exprimée en degrés Celsius [°C]

1.4 - SYMBOLES DES GRANDEURS

Nous présentons au **tableau 1.4.I.** les grandeurs fondamentales de l'aéraulique avec leur symbole et leurs unités. Toutes les grandeurs sont exprimées en unités du système SI et, entre parenthèses, en unités du système des thermiciens.

2 - Grandeurs caractéristiques de l'air

L'air atmosphérique est le facteur essentiel de notre environnement intérieur et extérieur.

Il est composé d'un certain nombre de gaz, d'humidité, de poussières et de bactéries. C'est **l'air humide pollué** (1).

Nous appellerons :

- **air sec**, l'air pur ne contenant aucune poussière ou bactérie et totalement dépourvu d'humidité
- **air humide**, l'air pur ne contenant aucune poussière ou bactérie mais ayant une certaine teneur en humidité. C'est un mélange **d'air sec** et **d'humidité**.

2.1 - L'AIR SEC

La composition volumique de l'air sec est donnée par le tableau suivant :

	CONSTITUANTS		COMPOSITION VOLUMIQUE [%]
	azote	$[N_2] = 28$	78,09
	oxygène	$[O_2] = 32$	20,84
impuretés	gaz carbonique	$[CO_2] = 44$	0,03 (variable)
impuretés	oxyde de carbone	$[CO] = 28$	
impuretés	anhydride sulfureux	$[SO_2] = 64$	
impuretés	anhydride sulfurique	$[SO_3] = 80$	
gaz rares	Argon	$[A] = 40$	0,93
gaz rares	Xénon	[Xe]	traces...
gaz rares	Krypton	[Kr]	
gaz rares	Hélium	[He]	
gaz rares	etc...		

L'air sec a par conséquent une teneur plus ou moins élevée en impuretés gazeuses.

En fait, l'air absolument sec se rencontre rarement dans notre environnement immédiat (sauf peut-être au-delà de 10 [km] d'altitude).

L'air sec est donc une conception théorique qu'il sera très utile de considérer lorsque nous définirons les grandeurs caractéristiques de l'air humide.

2.1.1 - Masse molaire de l'air sec

La masse molaire d'un gaz ou « **kilomole** » est la masse d'un volume de 22,4 [m³] de ce gaz considéré à 0 [°C] et à la pression atmosphérique normale de 1,013 [bar].

Ainsi, la masse molaire de l'oxygène est de 32 [kg], celle de l'azote est de 28 [kg], etc...

Nous écrirons :

$$M_{O_2} = 32\ [kg] \qquad M_{N_2} = 28\ [kg]$$

La composition volumique de l'air sec est sensiblement constante. La masse molaire de l'air sec est donc une moyenne pondérée des masses molaires des principaux constituants.

Nous pouvons écrire :

(1) Dans l'étude des réalisations pratiques permettant d'améliorer notre environnement, ce sera tout particulièrement l'élimination de ces impuretés gazeuses solides ou vivantes que nous envisagerons.

TABLEAU 1.4.1 — SYMBOLE DES GRANDEURS EN AERAULIQUE

GRANDEUR	SYMBOLE	UNITE SI	UNITES HORS SYSTEME
Accélération	a	[m/s²]	(m/s²)
Accélération de la pesanteur	g	[m/s²] ou [N/kg]	(m/s²)
Aire, section	A	[m²]	(m²), (cm²), (mm²)
Altitude, niveau	Z	[m]	(cm), (mm)
Chaleur spécifique	c	[J/kg] ou [J/m³]	(kcal/kg), (kcal/m³)
Chaleur spécifique à pression constante	c_p	[J/kg] ou [J/m³]	(kcal/kg), (kcal/m³)
Chaleur spécifique à volume constant	c_v	[J/kg] ou [J/m³]	(kcal/kg), (kcal/m³)
Coefficient d'augmentation de pression d'un gaz	β	[K⁻¹]	(°C⁻¹)
Coefficient de dilatation d'un gaz	α	[K⁻¹]	(°C⁻¹)
Coefficient de contraction d'un orifice	c_c	sans dimension	
Coefficient de débit d'un orifice	c_q	sans dimension	
Coefficient de perte de charge	λ	sans dimension	
Coefficient de perte de charge singulière	ξ	sans dimension	
Coefficient de transmission thermique linéaire	k	[W/m °C]	(kcal/m h °C)
Coefficient de transmission thermique superficielle :			
— externe	h_e	[W/m °C]	(kcal/m² h °C)
— interne	h_i		
Coefficient de transmission thermique utile	K	[W/m °C]	(kcal/m² h °C)
Coefficient volumétrique de déperdition calorifique	G_1	[W/m °C]	(kcal/m³ h °C)
Conductivité thermique	λ	[W/m °C]	(kcal/m h °C)
Débit massique	q_m	[kg/s]	(kg/h)
Débit volumique	q_v	[m³/s]	(m³/h), (l/h)
Densité	d	sans dimension	
Déperdition de base par transmission	$\varnothing_t$	[W]	(kcal/h)
Déperdition de base par infiltration	$\varnothing_i$	[W]	(kcal/h)
Diamètre	D	[m]	(cm), (mm)
Energie, quantité de chaleur	E	[J]	(kcal), (th)
Enthalpie, quantité de chaleur	H	[J]	(kcal)
Enthalpie massique	h	[J/kg]	(kcal/kg)
Epaisseur	e	[m]	(cm), (mm), (μ)
Force	F	[N]	(kgf)
Hauteur	h	[m]	(cm), (mm)
Humidité relative (degré hygrométrique)	φ	sans dimension	(%)
Largeur	b	[m]	(cm), (mm)
Longueur	ℓ	[m]	(cm), (mm), (μ)
Masse	m	[kg]	(gramme), (milligramme)
Masse molaire	M	[kg]	(g)
Masse volumique	ρ	[kg/m³]	(kg/l), (g/cm³)
Perte de charge linéique	j	[Pa/m] ou [N/m³]	(mm eau/m)
Poids	G	[N]	(kgf)
Poids volumique	ϖ	[N/m³]	(kgf/m³), (kgf/l)
Pression absolue	p	[Pa] ou [bar]	(mm eau), (mm mercure) (cpz), (hpz)
Pression atmosphérique	p_a	[Pa] ou [mbar]	(atm), (mm mercure)
Pression dynamique	p_d	»	»
Pression effective	p_e	»	»
Pression totale	p_t	»	»
Puissance	P	[W]	(kcal/h), (th/h)
Rayon	r	[m]	(cm), (mm)
Rapport de mélange (humidité spécifique)	r	[kg/kg]	(g/kg)
Rendement	η	sans dimension	
Résistance thermique surfacique	R''_{th}	[m² °C/W]	[m² h °C/cal]
Rugosité absolue	ε	[m]	(mm), (μ)
Température usuelle	θ	[°C]	(°M), (°F)
Température absolue	T	[K]	
Temps	t	[s]	(heure), (minute)
Travail	W	[J]	(kgm), (ch h), (kWh)
Viscosité dynamique	μ	[Pl] ou [daPo]	(g/cm s), (Po)
Viscosité cinématique	ν	[m²/s] ou [ma St]	(St), (cm²/s)
Vitesse	w	[m/s]	(km/h)
Volume, capacité	V	[m³]	(m³), (cm³), (litre)
Volume massique	υ	[m³/kg]	(l/kg), (cm³/g)

28 32 40 44

$$M_{air} = \frac{78{,}09\,[M_{N_2}] + 20{,}95\,[M_{O_2}] + 0{,}93\,[M_A] + 0{,}03\,[M_{CO_2}]}{100}$$

En remplaçant les masses molaires par leur valeur, nous obtenons :

$$M_{air} = 28{,}96$$

soit

$$\boxed{M_{air} \approx 29}$$

2.1.2 - Masse volumique de l'air sec

La masse volumique ρ_{as} de l'air sec est la masse de l'unité de volume d'air sec considérée à une température et une pression déterminées :

$$\rho_{as} = \frac{m_{as}}{V}$$

[kg/m³]

Pour calculer ρ_{as}, nous pouvons appliquer à l'air sec l'équation caractéristique des gaz parfaits. Nous obtenons :

$$\boxed{p_{as} V = \frac{m_{as}}{M} . RT} \qquad \textbf{(2.1.A)}$$

dans laquelle :

- p_{as} : pression absolue de l'air sec [Pa]
- V : volume [m³] que l'air sec occupe sous la pression p_{as}
- m : masse correspondante [kg]
- M : masse molaire de l'air sec $M = 29$ [kg]
- T : température absolue de l'air sec [K]
- R : constante universelle des gaz parfaits.

Un grand nombre de gaz, et en particulier l'air et la vapeur d'eau suivent, dans les conditions courantes de température et de pression, une loi simple, dite loi caractéristique des gaz parfaits. *Cette loi fait intervenir une grandeur fondamentale, la* température absolue.

Cette loi peut se traduire par la relation suivante :

$$pV = \frac{m}{M} RT$$

dans laquelle

p : *pression absolue du gaz considéré* |Pa|

V : *volume* |m³| *occupé par la masse* m |kg| *de ce gaz*

M : *masse molaire du gaz*

R : *constante universelle des gaz parfaits*

$$R = 8320 \left[{}^{J}/_{kilomole,\ K}\right]$$

T : *température absolue* |K|

L'expérience montre que l'on ne peut pas atteindre des températures inférieures à ce qu'on a appelé le zéro absolu *et qui vaut en degrés Celsius :*

$$\theta_0 = -273{,}15\ [°C]$$

Si nous adoptons cette origine, on définit une nouvelle échelle des températures : la température absolue.

Il suffit d'ajouter 273,15 (ou en première approximation 273) à la valeur de θ |°C| *pour obtenir la température absolue. Elle se mesure en degrés Kelvin ou en Kelvin* |K| *et son symbole est* T.

On a la relation :

$$T = \theta + 273$$

[K] [°C]

Application :

La loi caractéristique des gaz parfaits est d'une importance capitale. Elle nous permet de calculer toutes les caractéristiques d'un gaz (air ou vapeur d'eau) dans un état déterminé si on connaît seulement deux d'entre elles (par exemple, température et pression).

Transformons la relation 2.1.A pour faire apparaître la masse volumique, nous obtenons :

$$\rho_{as} = \frac{m_{as}}{V} = \frac{M\,p_{as}}{RT} \quad \left[{}^{kg}/_{m^3}\right]$$

et dans le cas de l'air sec :

$M_{air} = 29\ [kg]$ $R = 8320 \left[{}^{J}/_{kilomole,\ K}\right]$

soit : $\frac{29}{8320} = \frac{1}{287}\ \frac{J\cdot kg}{kilomole\cdot K}$

$$\boxed{\underset{[kg/m^3]}{\rho_{as}} = \frac{p_{as}\ [Pa]}{287\ T\ [K]}} \qquad \textbf{(2.1.B)}$$

EXEMPLE :

Considérons de l'air sec à 20 [°C] et à la pression de 1,013 [bar]. Quelle est sa masse volumique ?

$$\rho_{as} = \frac{101.300}{287 \times (273 + 20)} = 1{,}20 \left[{}^{kg}/_{m^3}\right]$$

Le diagramme de la **figure 2.1.a** permet de trouver rapidement ce résultat.

2.1.3 - Volume massique de l'air sec

Le volume massique v_{as} de l'air sec est le volume occupé par l'unité de masse d'air sec. C'est donc l'inverse de la masse volumique.

$$v_{as} = \frac{1}{\rho_{as}} = \frac{V}{m_{as}} \quad \left[{}^{m^3}/_{kg}\right]$$

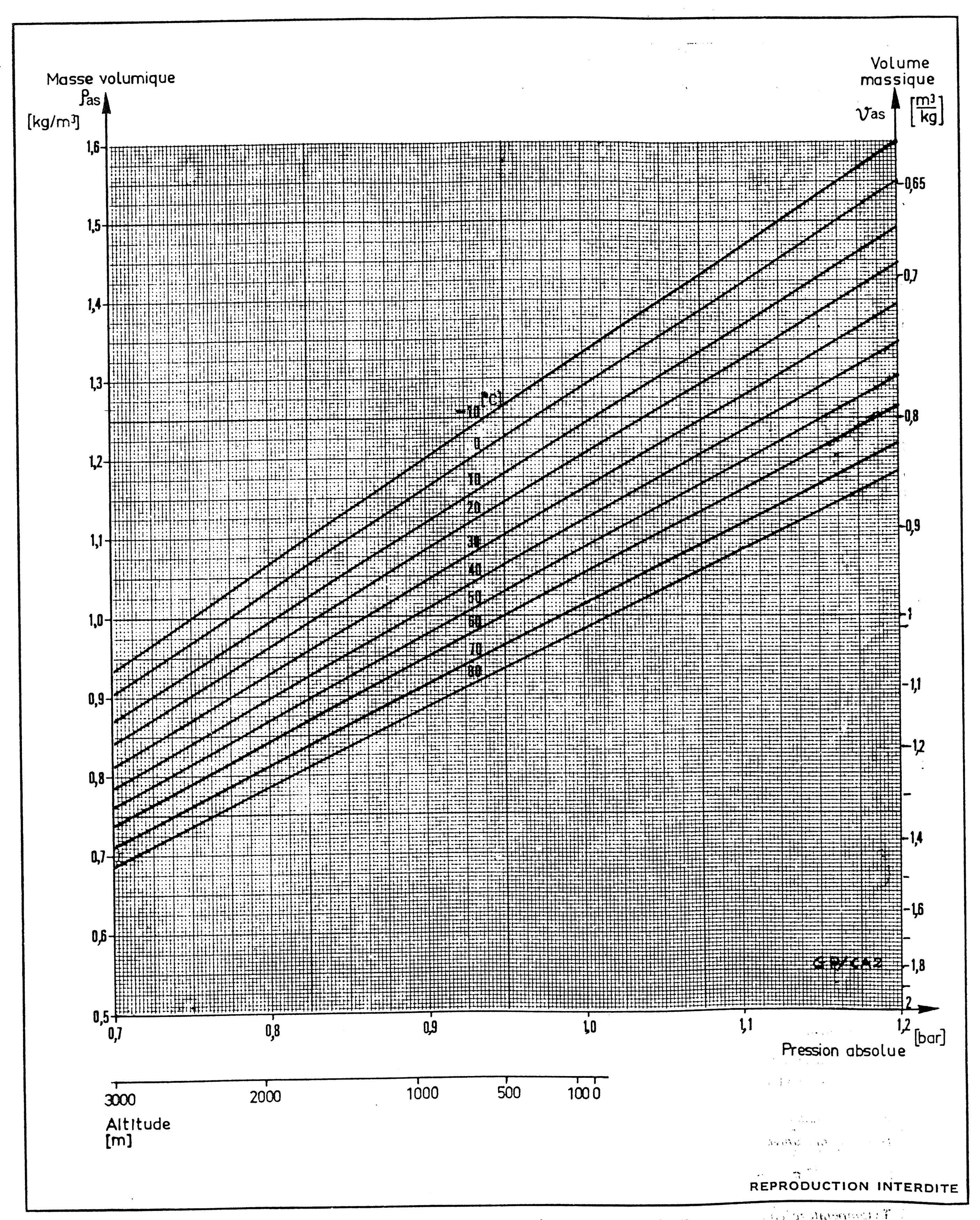


Fig. 2.1.a. — Masse volumique et volume massique de l'air sec

On en déduit :

$$\upsilon_{as} = 287 \frac{T\ [K]}{p_{as}\ [Pa]} \quad [m^3/kg] \qquad (2.1.C)$$

Le volume massique de l'air sec à 20 [°C] et à la pression de 1,013 [bar] est :

$$\upsilon_{as} = \frac{1}{1,20} = 0,835 \ [m^3/kg]$$

Le diagramme de la **figure 2.1.a** permet de calculer υ_{as} en fonction de la pression et de la température.

Les notions de masse volumique et de volume massique sont très importantes. Nous les utiliserons constamment au cours de notre étude.

2.1.4 - Chaleur massique de l'air sec

La chaleur massique de l'air sec est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à l'unité de masse d'air sec pour élever sa température de un degré Celsius.

Il est important pour les gaz de considérer si l'échauffement se fait à volume constant ou à pression constante. Dans le cas de l'air sec, on admet que **l'échauffement se fait à pression constante.**

La chaleur massique est définie par la relation :

$$c_{as} = \frac{\Delta H}{m_{as}\,\Delta\theta} \ [J/kg\,°C]$$

ΔH est la quantité de chaleur [J ou kcal] nécessaire pour élever une masse m [kg] de $\Delta\theta$ [°C]

Dans la gamme de température que nous envisageons ($-10 < \theta < 100$ [°C]), la chaleur massique de l'air sec C_{as} varie peu.

Le tableau ci-dessous indique ces variations.

Nous adopterons par conséquent la valeur moyenne suivante :

$$C_{as} = 0,24 \ [kcal/kg\,°C]$$

ou (1) :

$$c_{as} = 1 \ [kJ/kg\,°C]$$

Ce dernier résultat est particulièrement remarquable : exprimée en kilojoule, la chaleur massique de l'air sec est égale à l'unité.

2.1.5 - Enthalpie de l'air sec

L'**enthalpie** H_{as} de l'air sec est la quantité de « **chaleur totale** » que « contient » une masse m_{as} d'air sec lorsqu'elle est à une certaine température θ.

Cette notion fondamentale ne peut être définie que si l'on convient d'une **enthalpie de référence** ou encore d'une **température de référence**. En climatisation, l'enthalpie de référence ou enthalpie nulle correspond à l'enthalpie de l'air sec à 0 [°C].

Par conséquent,

$$\theta = 0\ [°C] \qquad H_{as} = 0$$

de sorte que l'enthalpie d'une masse d'air sec m_{as} [kg] à la température θ [°C] est égale à la quantité de chaleur qu'il faut fournir à cette masse d'air sec pour élever sa température de 0 [°C] à θ [°C].

Soit :

$$H_{as} = m_{as} \cdot c \cdot \theta \ [kJ \text{ ou } kcal]$$

$$H_{as} = 0,24\ m_{as}\,\theta \ [kcal]$$
$$\text{ou} \quad H_{as} = m_{as}\,\theta \ [kJ] \qquad (2.1.D)$$

EXEMPLE :

Quelle est l'enthalpie de 0,5 [kg] d'air sec à la température de 50 [°C] ?

$$H_{as} = 0,5 \times 0,24 \times 50 = 6\ [kcal]$$

ou

$$H_{as} = 0,5 \times 1 \times 50 = 25\ [kJ]$$

2.1.6 - Enthalpie massique de l'air sec

L'enthalpie massique de l'air sec h_{as} est l'enthalpie de l'unité de masse d'air sec :

TEMPERATURE [°C]		— 40	0	20	40	60	80	100
C_{as}	[kJ/kg °C]	1,003	1,007	1,007	1,01	1,014	1,014	1,017
	[kcal/kg °C]	0,240	0,241	0,241	0,242	0,243	0,243	0,244

(1) On rappelle que 1 [kJ] = 0,24 [kcal] et 1 [kcal] = 4,18 [kJ].

$$h_{as} = \frac{H_{as}}{m_{as}} \quad [J/kg]$$

Elle s'exprime en [J/kg] ou en [kcal/kg].

En se reportant aux relations 2.1.D, on obtient :

$$h_{as} = 0,24\ \theta \quad [kcal/kg] \quad [°C]$$

ou

$$h_{as} = \theta \quad [kJ/kg] \quad [°C] \qquad (2.1.E)$$

Reprenons l'exemple précédent :

$$h_{as} = \frac{6}{0,5} = 12\ [kcal/kg]$$

ou

$$h_{as} = \frac{25}{0,5} = 50\ [kJ/kg]$$

2.2 - L'AIR HUMIDE

L'air humide est un mélange d'**air sec** et d'**humidité**. L'humidité de l'air se présente sous forme

- de **vapeur d'eau**
- de **gouttelettes d'eau** en suspension dans l'air (brume, brouillard, pluie)
- de **particules de glace** (givre ou neige).

Dans le cadre de notre étude, nous supposerons que l'humidité de l'air est **essentiellement constituée par la vapeur d'eau.** La présence éventuelle, en plus, de gouttelettes d'eau ou de particules de glace en suspension dans l'air ne sera qu'un cas particulier.

2.2.1 - Pression partielle de vapeur d'eau

L'air humide étant un mélange d'air sec et de vapeur d'eau que nous pouvons considérer, en première approximation, comme des gaz parfaits, appliquons à ce mélange la loi de Dalton.

Lorsqu'on a affaire à un mélange de gaz considérés comme parfaits, on peut encore lui appliquer la loi des gaz parfaits :

$$p V = \frac{m}{M} R T$$

dans laquelle :

p : *pression totale du mélange* $[Pa]$

m : *masse totale du mélange* $[kg]$ *à la température* $T [K]$

D'autre part, on peut considérer que chaque gaz exerce dans le volume **V** *qu'il occupe, sa propre pression, appelée* pression partielle. *On appelle pression partielle d'un gaz la pression qu'il exercerait s'il se trouvait seul dans le volume* V.

Considérons par exemple deux gaz de pression partielle p_1 *et* p_2 *et contenus dans un même volume* V *à la température* T. *Nous pouvons écrire :*

$$p_1 V = \frac{m_1}{M_1} R T$$

$$p_2 V = \frac{m_2}{M_2} R T$$

Faisons la somme de ces deux relations, nous obtenons :

$$(p_1 + p_2) V = \left(\frac{m_1}{M_1} + \frac{m_2}{M_2}\right) R T$$

La somme $\left(\frac{m_1}{M_1} + \frac{m_2}{M_2}\right)$ *représente le nombre total de kilomoles du mélange. Elle est égale à* $\frac{m}{M}$.

Par conséquent

$$p_1 + p_2 = p$$

C'est la loi de Dalton.

La pression totale d'un mélange de gaz parfaits est égale à la somme des pressions partielles des différents gaz, considérés chacun comme occupant le volume total du mélange à la température considérée.

Nous pouvons écrire :

$$p = p_{as} + p_v$$

Dans cette relation :

p : pression absolue de l'air humide [Pa] ou [bar]

p_{as} : pression partielle de l'air sec

p_v : pression partielle de vapeur d'eau.

Appliquons à la vapeur d'eau la loi des gaz parfaits. En remarquant que

$$M_{H_2O} = 18\ [kg]$$

nous obtenons

$$p_v V = \frac{m_v}{M_{H_2O}} R T = 462\ m_v . T$$

soit

$$p_v = 462 \frac{m_v T}{V} \quad [Pa] \qquad (2.2.A)$$

relation dans laquelle

p_v : pression partielle de la vapeur d'eau [Pa]
m_v : masse de vapeur d'eau dans l'air humide [kg]
V : volume occupé par l'air humide et en particulier par la vapeur d'eau [m³]
T : température absolue de l'air humide [K].

La pression partielle de vapeur d'eau p_v dépend essentiellement de la quantité de vapeur d'eau m_v contenue dans un volume V d'air humide et de la température T de cet air.

A une **température donnée et constante**, si l'on augmente la quantité d'humidité de l'air m_v, la pression partielle de vapeur d'eau p_v croît jusqu'à une valeur maximale p_{vs} appelée **pression partielle de vapeur saturante**. Pour cette valeur, l'air humide est **saturé**, c'est-à-dire qu'il est impossible, à cette température, de vaporiser une quantité d'eau supplémentaire. Toute addition d'eau ou de vapeur conduirait à la condensation instantanée de cette vapeur ou au dépôt sous forme liquide de cette eau ajoutée.

On dit que l'eau et la vapeur d'eau sont en équilibre. Par conséquent, à chaque température de l'air humide correspond une pression de vapeur saturante bien déterminée.

Le **tableau 2.2.I** donne, en fonction de la température, les valeurs de la pression de vapeur saturante de l'eau **pure** (1).

La **figure 2.2.a** montre l'allure de la **courbe de saturation**, c'est-à-dire la représentation graphique des variations de p_{vs} en fonction de la température.

Cette courbe partage le plan en deux régions bien définies :

- **La région située sous la courbe de saturation** et dans laquelle $p_v < p_{vs}$ à une température donnée.

  Cette région est le domaine de la vapeur d'eau non saturante. C'est dans ce domaine que nous évoluerons en climatisation.

- **La région située au-dessus de la courbe de saturation** et dans laquelle la pression partielle de vapeur d'eau à une température déterminée est **constante**, quelle que soit la pression de l'air humide :

$$p_{vs} = \text{constante}$$

  Dans cette région, on se trouve en présence d'eau liquide en plus de la vapeur d'eau saturée. L'air y est **sursaturé**.

EXEMPLE :

Considérons 5 [m³] d'air humide à la température de 25 [°C]. La quantité d'humidité contenue dans ce volume est 1 [g].

1) Calculez la pression partielle de vapeur.

(1) **Nous constaterons par la suite que le fait de dissoudre un corps quelconque dans l'eau modifie sensiblement les valeurs de la pression de vapeur saturante.**

TABLEAU 2.2.I — PRESSION DE VAPEUR SATURANTE DE L'EAU PURE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE

TEMPERATURE [°C]	PRESSION DE VAPEUR SATURANTE [Pa]	TEMPERATURE [°C]	PRESSION DE VAPEUR SATURANTE [Pa]
0	610,7	41	7 776,3
1	656,6	42	8 197,3
2	705,5	43	8 637,9
3	757,6	44	9 098,8
4	813,1	45	9 580,7
5	872,1	46	10 084
6	934,9	47	10 610
7	1 001,6	48	11 160
8	1 072,4	49	11 734
9	1 147,7	50	12 333
10	1 227,5	51	12 959
11	1 312,2	52	13 611
12	1 401,9	53	14 291
13	1 497,1	54	15 000
14	1 597,8	55	15 739
15	1 704,5	56	16 509
16	1 817,3	57	17 311
17	1 936,7	58	18 145
18	2 062,8	59	19 014
19	2 196,2	60	19 918
20	2 337,0	61	20 859
21	2 485,6	62	21 837
22	2 642,5	63	22 853
23	2 807,9	64	23 910
24	2 982,3	65	25 008
25	3 166,1	66	26 148
26	3 359,7	67	27 332
27	3 563,6	68	28 562
28	3 778,2	69	29 837
29	4 003,9	70	31 161
30	4 241,3	71	32 534
31	4 490,8	72	33 958
32	4 753,0	73	35 434
33	5 028,4	74	36 963
34	5 317,5	75	38 548
35	5 620,9	76	40 190
36	5 939,3	77	41 891
37	6 273,1	78	43 651
38	6 623,1	79	45 474
39	6 989,8	80	47 360
40	7 374,0		

Appliquons la relation (2.2.A) :

$$p_v = 462 \frac{m_v T}{V}$$

$$p_v = 462 \frac{0{,}001\,(273 + 25)}{5} = 27.6 \; [Pa]$$

2) Pour quelle quantité d'humidité ce mélange serait-il saturé ?

La pression de vapeur saturante à 25 [°C] est égale à 3166 [Pa] **(tableau 2.2.I)**.

La relation 2.2.A nous permet de calculer m_{vs} :

$$m_{vs} = \frac{p_{vs} V}{462 \; T}$$

soit.

$$m_{vs} = \frac{3166 \times 5}{462 . (273 + 25)} = 0{,}115 \; [kg]$$

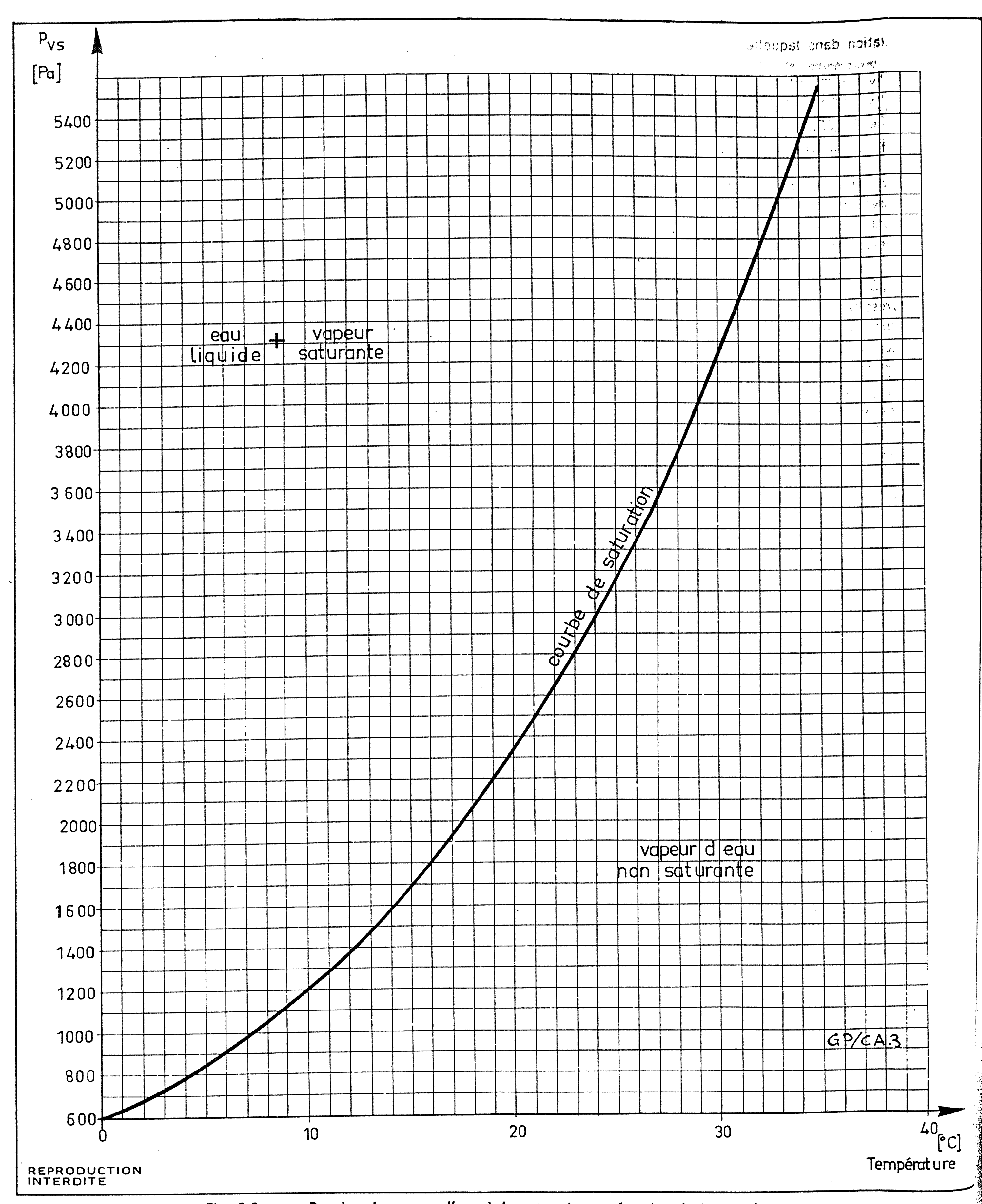


Fig. 2.2.a. — Pression de vapeur d'eau à la saturation en fonction de la température

2.2.2 - Masse volumique et volume massique de la vapeur d'eau

La relation 2.2.A nous permet d'écrire :

$$\rho_v = \frac{m_v}{V} = \frac{1}{462}\,\frac{p_v}{T}$$

$$\underset{[kg/m^3]}{\rho_v} = \frac{\overset{[Pa]}{p_v}}{\underset{[K]}{462\ T}} \qquad (2.2.B)$$

p_v : pression partielle de vapeur d'eau de l'air humide [Pa]

T : température absolue de l'air humide [K].

Le volume massique de la vapeur d'eau est donné par l'expression :

$$\underset{[m^3/kg]}{v_v} = \frac{1}{\rho_v} = \frac{462\,T}{p_v} \qquad (2.2.C)$$

2.2.3 - Teneur en humidité ou humidité spécifique

La quantité d'humidité contenue dans l'air sous forme de vapeur ou éventuellement d'eau et de glace en suspension peut varier.

Pour la caractériser, il est commode de l'associer à l'unité de masse d'air sec. De sorte que la masse totale d'humidité « associée » à un kilogramme d'air sec est appelée la **teneur en humidité** ou **rapport de mélange** ou encore **humidité spécifique** (specific humidity).

On l'exprime en kilogrammes (ou en grammes) d'humidité par kilogramme d'air sec contenu dans un certain volume d'air humide.

Nous adopterons r comme symbole de la teneur en humidité. r s'exprime en [kg/kg as] ou [g/kg as].

$$r = \frac{m_h}{m_{as}} = \frac{\text{masse totale d'humidité}}{\text{masse d'air sec}} \qquad (2.2.D)$$

Cette grandeur r peut varier de zéro ($r = 0$ pour l'air sec puisque $m_h = 0$) jusqu'à une valeur maximale obtenue lorsque l'air humide est **saturé**.

Afin de calculer la teneur en humidité à saturation, exprimons r en fonction de la pression partielle de vapeur d'eau.

Avant saturation, la masse d'humidité est égale à la masse de vapeur d'eau :

$$m_h = m_v$$

La relation (2.2.A) nous permet de calculer m_v.

$$m_v = \frac{V}{462\,T} \cdot p_v$$

D'autre part, la relation 2.1.A peut s'écrire :

$$\rho_{as} = \frac{m_{as}}{V} = \frac{p_{as}}{287\,T}$$

d'où :

$$m_{as} = \frac{V}{287\,T} \cdot p_{as}$$

Par conséquent :

$$r = \frac{m_v}{m_{as}} = 0{,}622\,\frac{p_v}{p_{as}}$$

Or, nous savons que

$$p = p_v + p_{as}$$

p étant la pression absolue de l'air humide considéré.

Donc :

$$\underset{[kg/kg_{as}]}{r} = 0{,}622\,\frac{p_v}{\underset{[Pa]}{p - p_v}}$$

ou (2.2.E)

$$\underset{[g/kg_{as}]}{r} = 622\,\frac{p_v}{p - p_v}$$

Cas particulier : teneur en humidité à la saturation :

A la saturation, $p_v = p_{vs}$ (pression de vapeur saturante), donc :

$$r_s = 622\,\frac{p_{vs}}{p - p_{vs}} \quad [g/kg_{as}]$$

REMARQUE IMPORTANTE :

La relation 2.2.E est fondamentale puisqu'elle nous permet de calculer la teneur en humidité si l'on connaît la pression partielle de vapeur d'eau et vice versa. La relation 2.2.E peut aussi s'écrire :

$$\underset{[Pa]}{p_v} = \frac{\overset{[Pa]}{r \cdot p}}{622 + \underset{[g/kg_{as}]}{r}} \qquad (2.2.F)$$

2.2.4 - *Degré hygrométrique ou humidité relative*

La teneur en humidité de l'air r ne peut pas être mesurée d'une façon simple. Elle se calcule ou se détermine à l'aide d'un diagramme.

On a donc été amené à définir une autre grandeur caractéristique de l'air humide qui puisse faire l'objet d'une mesure simple et directe. C'est le **degré hygrométrique** ou **humidité relative** (Relative humidity).

Le degré hygrométrique φ est le rapport de la pression partielle de vapeur de l'air humide à la température considérée à la pression partielle de vapeur saturante à la même température :

$$\varphi = \frac{p_{v,\theta}}{p_{vs,\theta}}$$

Si l'on exprime φ par un pourcentage, on doit écrire :

$$\underset{[\%]}{\varphi} = 100 \, \frac{p_{v,\theta} \; [Pa]}{p_{vs,\theta} \; [Pa]} \qquad (2.2.G)$$

REMARQUES :

1 — φ est compris entre 0 et 100. Si $\varphi = 0$, l'air est **absolument sec** ; si $\varphi = 100$, **l'air est saturé.**

2 — Pour interpréter cette relation, on peut dire que, plus le degré hygrométrique est élevé, plus la pression partielle de vapeur de l'air humide est proche de la pression partielle de vapeur saturante à la même température. En d'autres termes, plus φ est élevé, plus on est près de la saturation.

3 — Connaissant la pression de vapeur saturante et le degré hygrométrique de l'air à une certaine température, on peut en déduire la teneur en humidité. En effet :

$$p_v = \varphi \cdot p_{vs} \quad [Pa]$$

et

$$r = 0{,}622 \, \frac{p_v}{p - p_v} \quad [kg/kg_{as}]$$

Par conséquent :

$$r = 0{,}622 \, \frac{\frac{\varphi}{100} \cdot p_{vs}}{p - \frac{\varphi}{100} \cdot p_{vs}}$$

ou

$$\underset{[kg/kg]}{r} = 0{,}622 \, \frac{\varphi \cdot p_{vs}}{100 \, p - \varphi \, p_{vs}} \quad \begin{matrix} \\ [Pa] \quad [\%]\,[Pa] \end{matrix} \qquad (2.2.H)$$

EXEMPLE :

Calculer la teneur en humidité d'un certain volume d'air humide dont la température est de 15 [°C], le degré hygrométrique 60 % et la pression 101.300 [Pa].

Le **tableau 2.2.I.** indique, pour une température de 15 [°C], une pression de vapeur saturante égale à 1 704,5 [Pa].

Par conséquent :

$$r = 0{,}622 \, \frac{60 \times 1704{,}5}{1013 \cdot 10^4 - 60 \times 1704{,}5}$$

$$= \frac{63.612}{100 \cdot 27.730} = 0{,}00634 \; [kg/kg]$$

ou

$$r = 6{,}34 \; [g/kg]$$

Ce calcul est assez long et fastidieux. Il est beaucoup plus commode de faire appel à un tableau de valeurs précalculées (**tableau 2.2.II**, page suivante) ou à un diagramme de l'air humide.

2.2.5 - *Masse volumique de l'air humide*

La masse volumique de l'air humide est la masse d'air sec et d'humidité par unité de volume d'air humide. Nous la désignerons par le symbole ρ.

On peut écrire :

$$\rho = \frac{m_{as} + m_v}{V} = \frac{m_{as}}{V} + \frac{m_v}{V} = \rho_{as} + \rho_v$$

D'après 2.1.B :

$$\rho_{as} = \frac{p_{as}}{287\,T} \quad [kg/m^3]$$

et d'après 2.2.B :

$$\rho_v = \frac{p_v}{462\,T}$$

Par conséquent :

$$\rho = \frac{p_{as}}{287\,T} + \frac{p_v}{462\,T}$$

p étant la pression absolue de l'air humide, nous savons que

$$p_{as} = p - p_v$$

donc

TEMPERATURE [°C]	TENEUR EN HUMIDITE r grammes par kilogramme d'air sec [g/kgas]									
	Degré hygrométrique									
	10 [%]	20 [%]	30 [%]	40 [%]	50 [%]	60 [%]	70 [%]	80 [%]	90 [%]	100 [%]
0	0,38	0,75	1,13	1,50	1,88	2,26	2,64	3,01	3,39	3,77
1	0,40	0,81	1,23	1,62	2,02	2,43	2,83	3,24	3,65	4,60
2	0,44	0,87	1,30	1,74	2,17	2,61	3,04	3,48	3,92	4,36
3	0,46	0,93	1,45	1,86	2,33	2,80	3,27	3,74	4,21	4,68
4	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,01	3,51	4,02	4,52	5,03
5	0,54	1,07	1,61	2,15	2,69	3,23	3,77	4,31	4,85	5,40
6	0,57	1,15	1,73	2,30	2,88	3,46	4,04	4,62	5,20	5,79
7	0,62	1,23	1,85	2,47	3,09	3,71	4,33	4,96	5,58	6,21
8	0,66	1,32	1,98	2,64	3,31	3,97	4,64	5,31	5,98	6,65
9	0,70	1,41	2,12	2,83	3,54	4,25	4,97	5,68	6,40	7,12
10	0,75	1,51	2,27	3,03	3,79	4,55	5,32	6,08	6,85	7,62
11	0,81	1,62	2,42	3,24	4,05	4,87	5,69	6,51	7,33	8,16
12	0,86	1,72	2,59	3,46	4,33	5,20	6,08	6,96	7,84	8,72
13	0,92	1,84	2,77	3,70	4,63	5,56	6,50	7,44	8,38	9,32
14	0,98	1,97	2,96	3,95	4,94	5,94	6,94	7,94	8,95	9,96
15	1,05	2,10	3,15	4,21	5,27	6,34	7,41	8,48	9,56	10,6
16	1,12	2,24	3,36	4,49	5,63	6,76	7,91	9,05	10,2	11,4
17	1,19	2,39	3,59	4,79	6,00	7,21	8,43	9,66	10,9	12,1
18	1,27	2,54	3,82	5,10	6,40	7,70	8,99	10,3	11,6	12,9
19	1,35	2,71	4,07	5,44	6,82	8,19	9,58	11,0	12,4	13,8
20	1,44	2,88	4,33	5,79	7,26	8,73	10,2	11,7	13,2	14,7
21	1,56	3,07	4,58	6,17	7,72	9,29	10,9	12,4	14,0	15,6
22	1,66	3,26	4,90	6,57	8,22	9,88	11,6	13,2	14,8	16,6
23	1,77	3,47	5,21	6,97	8,74	10,5	12,3	14,1	15,9	17,7
24	1,89	3,68	5,54	7,45	9,20	11,2	13,1	15,0	16,9	18,9
25	2,01	3,91	5,89	8,00	9,87	11,9	13,9	15,9	18,0	20,1
26	2,13	4,15	6,25	8,36	10,5	12,6	14,8	16,9	19,1	21,3
27	2,27	4,41	6,63	8,88	11,1	13,4	15,7	18,0	20,3	22,7
28	2,41	4,67	7,04	9,42	11,8	14,2	16,7	19,1	21,6	24,1
29	2,56	4,96	7,46	9,99	12,5	15,1	17,7	20,3	22,9	25,6
30	2,61	5,25	7,91	10,6	13,3	16,0	18,8	21,5	24,3	27,2
31	2,77	5,56	8,38	11,2	14,1	17,0	19,9	22,9	25,8	28,8
32	2,93	5,89	8,88	11,9	14,9	18,0	21,1	24,3	27,4	30,6
33	3,10	6,24	9,40	12,6	15,8	19,1	22,4	25,7	29,1	
34	3,28	6,60	9,95	13,3	16,8	20,2	23,7	27,3	30,8	
35	3,47	6,98	10,5	14,1	17,7	21,4	25,1	28,9		
36	3,67	7,38	11,1	14,9	18,8	22,7	26,6	30,6		
37	3,88	7,80	11,8	15,8	19,9	24,0	28,2			
38	4,09	8,24	12,4	16,7	21,0	25,4	29,8			
39	4,32	8,70	13,1	17,7	22,2	26,9				
40	4,55	9,19	13,9	18,6	23,5	28,4				
41	4,81	9,70	14,7	19,7	24,8	30,0				
42	5,07	10,2	15,5	20,8	26,2					
43	5,35	10,8	16,3	22,0	27,7					
44	5,64	11,4	17,2	23,2	29,2					
45	5,94	12,0	18,2	24,5	30,9					
46	6,25	12,6	19,1	25,8						
47	6,58	13,3	20,2	27,2						
48	6,93	14,0	21,3	28,7						
49	7,29	14,7	22,4	30,2						
50	7,66	15,5	23,6							

TABLEAU 2.2.II — VALEURS DE r EN FONCTION DE LA TEMPERATURE ET DU DEGRE HYGROMETRIQUE (pression atmosphérique normale 101.325 [Pa])

$$\rho = \frac{p - p_v}{287\,T} + \frac{p_v}{462\,T}$$

Après simplification, nous pouvons écrire :

$$\rho = \frac{p}{287\,T} - 1{,}32 \cdot 10^{-3}\,\frac{p_v}{T} \quad [kg/m^3] \qquad \textbf{(2.2.I)}$$

Cette relation montre que, plus l'air est humide (plus p_v est élevé), plus la masse volumique diminue. En d'autres termes, l'air humide a une masse volumique plus faible que celle de l'air sec à la même température et à la même pression.

En remarquant que

$$p_v = \frac{\varphi}{100}\,p_{vs}$$

Nous obtenons

$$\rho = \frac{p}{287\,T} - 1{,}32 \cdot 10^{-5}\,\frac{\varphi \cdot p_{vs}}{T} \quad [kg/m^3] \qquad \textbf{(2.2.J)}$$

EXEMPLE :

Quelle est la masse volumique d'un air humide dont la température est $\theta = 30$ [°C], le degré hygromé-

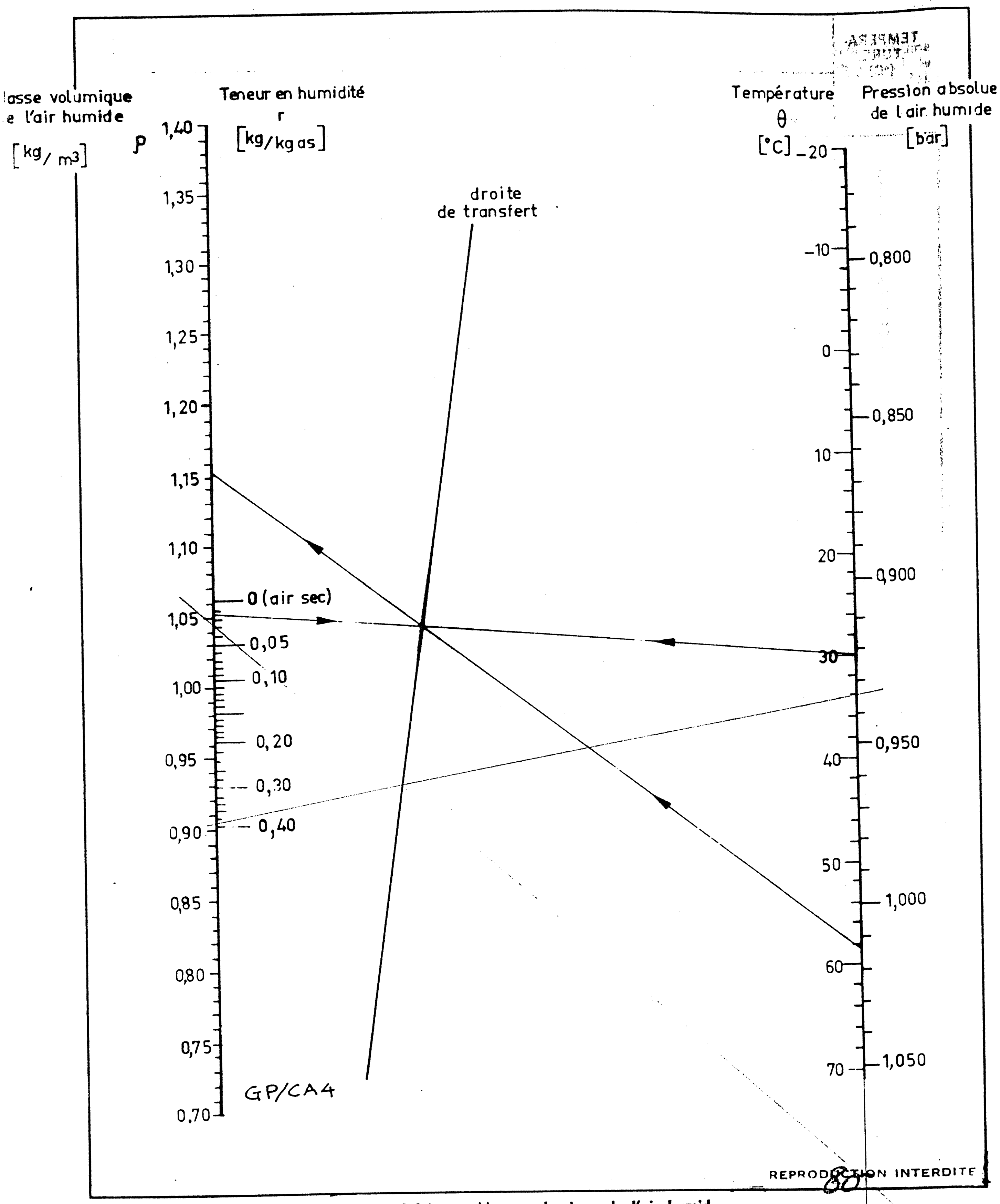


Fig. 2.2.b. — Masse volumique de l'air humide

trique $\varphi = 50\ \%$ et la pression égale à 101.325 [Pa] ?

Si $\theta = 30\ [°C]$ $\quad T = 273 + 30 = 303\ [K]$

$$p_{vs} = 4241{,}3\ [Pa]$$

Par conséquent :

$$\rho = \frac{101.325}{287 \times 303} - 1{,}32 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{50 \times 4241{,}3}{303}$$

$$\rho = 1{,}17 - 0{,}009$$

$$\rho \cong 1{,}16\ [kg/m^3]$$

Ce calcul est long et fastidieux. Pour calculer ρ, nous ferons appel à l'abaque à points alignés de la **figure 2.2.b.**

Pour calculer ρ à l'aide de cet abaque, il faut :

- aligner les valeurs de r et de θ
- repérer le point d'intersection de cette ligne avec la droite de transfert
- aligner le point de transfert avec la valeur de p sur l'échelle des pressions
- l'intersection de cette dernière ligne avec l'échelle des masses volumiques donne la valeur de ρ.

Ainsi, dans l'exemple précédent

$$(\theta = 30\ [°C]\ ,\ \varphi = 50\ \%)$$

la valeur de r étant 13,3 [g/kg air sec], on trouve

$$\rho \approx 1{,}16\ kg/m^3$$

2.2.6 - Volume spécifique de l'air humide

Le volume spécifique est le **volume d'air humide** qui contient l'**unité de masse d'air sec.** Son symbole est v et il s'exprime en mètre cube par kilogramme d'air sec [m³/kg as].

On a la relation de définition :

$$v = \frac{V}{m_{as}}\ [m^3/kg_{as}]$$

La relation 2.1.B nous permet d'écrire :

$$\rho_{as} = \frac{m_{as}}{V} = \frac{p_{as}}{287\ T}$$

Par conséquent :

$$m_{as} = V \cdot \frac{p_{as}}{287\ T}$$

Reportons la valeur de m_{as} dans la relation de définition. Nous obtenons :

$$v = \frac{287\ T}{p_{as}} = \frac{287\ T}{p - p_v}$$

Or,

$$p_v = \frac{r \cdot p}{0{,}622 + r} \quad \text{(d'après 2.2.F)}$$

On obtient :

$$v = \frac{287\ T}{p - \frac{r \cdot p}{0{,}622 + r}} = 462\ \frac{T}{p}\left(0{,}622 + r\right)$$

$$\boxed{\underset{[m^3/kg_{as}]}{v} = 462\ (0{,}622 + \underset{[kg/kg_{as}]}{r})\ \frac{T\ [K]}{p\ [Pa]}} \quad \textbf{(2.2.K)}$$

Cette relation est extrêmement importante. car elle nous permettra de calculer le **débit volumique d'air conditionné** en fonction du **débit massique d'air sec traité.**

On a en effet :

$$\boxed{\underset{[m^3/h]}{q_v} = \underset{[m^3/kg_{as}]}{v} \cdot \underset{[kg_{as}/h]}{q_{m_{as}}}} \quad \textbf{(2.2.L)}$$

EXEMPLE :

Quel est le volume spécifique d'un air humide dont la température est de 30 [°C], le degré hygrométrique 50 % et la pression 101.325 [Pa] ?

Le **tableau 2.2.II** nous permet de connaître la valeur de r. Si $\theta = 30$ °C et $\varphi = 50\ \%$, on lit $r = 13{,}3$ [g/kg as].

Par conséquent,

$$v = 462\ (0{,}622 + 0{,}0133)\ \frac{273 + 30}{101.325}$$

$$v = 0{,}876\ [m^3/kg_{as}]$$

Le diagramme de l'air humide nous permettra de lire directement les valeurs de v, quelles que soient les caractéristiques de l'air humide.

2.2.7 - Enthalpie de l'air humide

L'enthalpie d'une certaine quantité d'air humide est égale à la somme des enthalpies de l'air sec et de la vapeur d'eau qu'elle contient.

Son symbole est H et on l'exprime en kilojoules:

$$H = H_{as} + H_v$$

Soit une quantité d'air humide contenant m_{as} [kg] d'air sec et m_v [kg] de vapeur d'eau à la température θ. On peut écrire :

$$H = m_{as} h_{as} + m_v h_v = m_{as}\left[h_{as} + \frac{m_v}{m_{as}} h_v\right] \quad [kJ]$$

$$H = m_{as}\left[h_{as} + r\, h_v\right]$$

h_v représente l'enthalpie de 1 [kg] de vapeur d'eau prise à la température de 0 [°C], évaporée à 0 [°C] et « surchauffée » jusqu'à θ [°C].

La formule de Ramzine permet de calculer h_v :

$$h_v = 2490 + 1{,}96\,\theta \quad [kJ/kg]$$

D'après la relation 2.1.E :

$$h_{as} = \theta \; [kJ/kg]$$

Par conséquent :

$$H = m_{as}\left[\theta + r\,(2490 + 1{,}96\,\theta)\right] \quad [kJ]$$

2.2.8 - Enthalpie spécifique

L'enthalpie spécifique est l'enthalpie d'une quantité d'air humide qui contient l'unité de masse d'air sec. Son symbole est h et elle s'exprime en [kJ/kg as].

$$h = \frac{H}{m_{as}}$$

soit

$$\boxed{h = \theta + r\,(2490 + 1{,}96\,\theta) \quad [kJ/kg_{as}]}$$

(2.2.M)

EXEMPLE :

Quelle est l'enthalpie spécifique d'un air humide dont la température est de 30 [°C], le degré hygrométrique 50 % et la pression 101.325 [Pa] ?

La teneur en humidité de cet air est donnée par le tableau **2.2.II**, soit :

$$r = 13{,}3 \; [g/kg_{as}]$$

ou

$$r = 0{,}0133 \; [kg/kg_{as}]$$

Par conséquent :

$$h = 30 + 0{,}0133\,(2490 + 1{,}96 \times 30)$$

$$h = 63{,}90 \; [kJ/kg_{as}]$$

2.2.9 - Etude d'un cas

On considère un débit volumique d'air humide dont la température est 20 [°C], le degré hygrométrique 60 % et la pression 101.500 [Pa].

A. On demande de calculer

1°) les valeurs des pressions partielles d'air sec et de vapeur d'eau

2°) la teneur en humidité

3°) la masse volumique et le volume massique

4°) le volume spécifique

5°) l'enthalpie spécifique.

B. Quel est le débit massique de l'air humide, sachant que le débit volumique est de 5 [m³/s] ?

C. Quel est le débit massique d'air sec ?

D. Quelle quantité de vapeur d'eau faut-il injecter par heure pour saturer cet air à température constante ?

A

1°/ La **pression partielle de vapeur d'eau** est donnée par la relation

$$p_v = \varphi\, p_{vs}$$

A une température de 20 [°C], le **tableau 2.2.I** donne :

$$p_{vs} = 2337 \; [Pa]$$

Donc

$$p_v = \frac{60}{100} \cdot 2337$$

$$\boxed{p_v = 1400 \; [Pa]}$$

La **pression partielle d'air sec** est alors :

$$p_{as} = p - p_v$$

soit

$$p_{as} = 101.500 - 1400 = 100.100 \; [Pa]$$

$$\boxed{p_{as} = 100.100 \; [Pa]}$$

2°/ La **teneur en humidité** est donnée par la relation 2.2.E.

Soit

$$r = 622\,\frac{1400}{101.500 - 1400}$$

$$\boxed{r = 8{,}66 \; [g/kg_{as}]}$$

Cette valeur diffère légèrement de la valeur correspondante du **tableau 2.2.II**, puisque la pression de l'air humide du cas étudié n'est pas la pression atmosphérique normale.

3°/ La **masse volumique de l'air humide** se calcule en appliquant la relation 2.2.I.

On obtient :

$$\rho = \frac{101.500}{287(273+20)} - 1{,}32 \cdot 10^{-3} \frac{1400}{273+20}$$

soit

$$\boxed{\rho = \underline{1{,}20} \left[kg/m^3 \right]}$$

On retrouve cette valeur par l'abaque à points alignés de la **figure 2.2.b.**

Le **volume massique de l'air humide** est par conséquent :

$$v_{ah} = \frac{1}{1{,}20}$$

$$\boxed{v_{ah} = \underline{0{,}833} \left[m^3/kg \right]}$$

4°/ Le **volume spécifique de l'air humide** est donné par la relation 2.2.K.

Soit :

$$v = 462\,(0{,}622 + 0{,}00866)\,\frac{273+20}{101.500}$$

$$\boxed{v = \underline{0{,}842} \left[m^3/kg_{as} \right]}$$

5°/**L'enthalpie spécifique de l'air humide** se calcule en appliquant la relation 2.2.M.

Soit :

$$h = 20 + 0{,}00866\,(2490 + 1{,}96 \times 20)$$

$$h = 41{,}90 \left[kJ/kg_{as} \right]$$

B

Le **débit massique d'air humide** q_m se déduit de la relation :

$$q_m = \rho \cdot q_v$$

q_v : débit volumique de l'air humide [m³/s]

ρ : masse volumique de l'air humide [kg/m³]

Donc

$$q_m = 1{,}20 \cdot 5$$

$$\boxed{q_m = \underline{6} \left[kg/s \right]}$$

C

Le **débit massique d'air sec** q_{mas} est donné par la relation 2.2.L :

$$q_{mas} = \frac{q_v}{v}$$

q_v : débit volumique d'air humide [m³/s]

v : volume spécifique de l'air humide [m³/kg as].

Par conséquent :

$$q_{mas} = \frac{5}{0{,}842}$$

$$\boxed{q_{mas} = 5{,}94 \; kg_{as}/s}$$

D

Pour saturer cet air humide à **température constante,** il faut injecter une quantité de vapeur d'eau suffisante pour que la teneur en humidité atteigne la valeur r_s à la saturation.

Or,

$$r_s = 622 \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}}$$

soit :

$$r_s = 622 \frac{2337}{101.500 - 2337}$$

$$r_s = 14{,}6 \left[g/kg_{as} \right]$$

La quantité d'humidité à injecter par kilogramme d'air sec est donc :

$$\Delta r = r_s - r$$

$$\Delta r = 14{,}6 - 8{,}66$$

$$\boxed{\Delta r = \underline{5{,}94} \left[g/kg_{as} \right]}$$

soit une quantité horaire :

$$M = \Delta r \cdot q_{mas}$$

$$M = 5{,}94 \cdot 5{,}94 \times 3600$$

$$\boxed{M = 128 \left[kg/h \right]}$$

3 - Diagramme de l'air humide

Nous avons constaté, au cours du paragraphe précédent, que les grandeurs caractéristiques de l'air humide étaient liées entre elles par des relations plus ou moins complexes. De sorte que les problèmes sur l'air humide deviennent rapidement compliqués ou insolubles.

C'est pour cette raison que les ingénieurs et techniciens qui se spécialisent dans les techniques du conditionnement d'air ont depuis longtemps abandonné ces calculs longs et fastidieux qui cherchent à suivre les diverses transformations de l'air humide. Ils les ont remplacés par des **constructions graphiques** beaucoup plus rapides effectuées sur un **diagramme de l'air humide.**

Il existe de nombreux diagrammes de l'air humide, différents les uns des autres par le choix des coordonnées. Théoriquement, tous les diagrammes se valent, bien entendu. Mais pratiquement, il n'en est pas de même et nous n'avons fixé notre choix qu'après une étude comparative très approfondie des avantages et inconvénients des diagrammes existants.

Le diagramme que nous avons adopté est une **variante** des diagrammes présentés à l'origine par l'A.S.H.R.A.E. (1) et repris par le Co.S.T.I.C. (2). Il permet une visualisation claire et vivante des transformations de l'air humide.

La parfaite connaissance de l'usage que l'on peut faire de ce diagramme peut avantageusement suppléer à l'oubli des relations existant entre les diverses caractéristiques de l'air humide.

Dans toute la suite de notre exposé, **nous nous référerons le plus souvent possible aux données de ce diagramme** pour connaître les caractéristiques d'un air humide déterminé. C'est pourquoi nous nous permettons d'insister sur l'importance fondamentale que nous attribuons à la construction et à la présentation de ce diagramme de l'air humide que l'on trouvera en fin d'ouvrage.

---

(1) — American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

(2) — Comité Scientifique et Technique de l'Industrie du Chauffage, de la Ventilation et du Conditionnement d'Air.

3.1 - TRACÉ DU DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Ce diagramme admet deux axes de **coordonnées obliques** dont l'angle a été choisi de façon à utiliser à peu près complètement le cadre rectangulaire dans lequel s'inscrit le diagramme.

En abscisses, nous avons porté l'échelle des **températures** en degrés celsius [°C] ; les valeurs vont en augmentant de la gauche vers la droite **(fig. 3.1.a).**

Les **teneurs en humidité** r (ou humidité spécifique) exprimées en kilogrammes d'humidité par kilogramme d'air sec [kg/kg air sec] ont été portées en ordonnées.

Ainsi, tout point **A** du diagramme représente un air dont la température θ et la teneur en humidité r ont des valeurs bien déterminées. L'angle de ces deux axes est approximativement 92,5°.

3.1.1 - Courbe de saturation

Représentons, dans le système de coordonnées que nous venons de définir, l'ensemble des points où l'air est **saturé.**

Nous avons vu au paragraphe 2.2.1. qu'à chaque valeur de la température θ correspondait une pression de vapeur d'eau saturante p_{vs} **(fig. 2.2.a).**

La relation (2.2.E.) nous permet d'écrire :

$$r_s = 0{,}622 \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}} \quad [kg/kg \text{ air sec}]$$

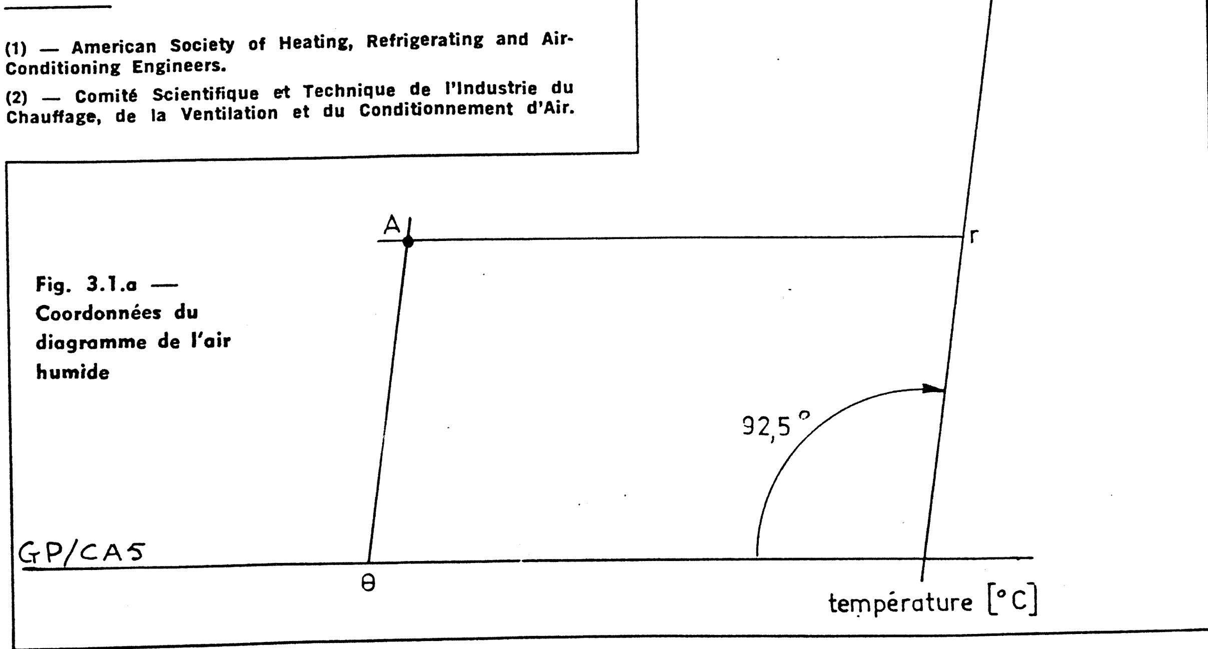


Fig. 3.1.a — Coordonnées du diagramme de l'air humide

Par conséquent, à chaque valeur de la température θ correspond une valeur particulière de r_s. L'ensemble de ces valeurs particulières définit une courbe passant par tous les points où l'air est saturé. Elle est désignée sous le nom de **courbe de saturation** ; c'est aussi la courbe de degré hygrométrique $\varphi = 100\ [\%]$.

L'allure de cette courbe est représentée à la **figure 3.1.b.**

La courbe de saturation partage le diagramme en deux régions. Au-dessus de cette courbe, l'air humide est dit **sursaturé**, au-dessous l'air humide est **non saturé.**

3.1.2 - Température de rosée (ou point de rosée)

Considérons un point **A** représentatif de l'état d'un air humide non saturé et caractérisé par une température θ et une teneur en humidité r (fig. **3.1.c**). Refroidissons progressivement cet air à humidité spécifique constante.

Au début, seule la température θ diminue, la teneur en humidité r restant constante. L'évolution se produit suivant une droite horizontale qui, à une certaine température θ_r, rencontre la courbe de saturation.

Cette température θ_r est appelée la **température de rosée** ou **point de rosée.**

La température de rosée est la température à laquelle l'air humide que l'on refroidit lentement arrive à la saturation $(\varphi = 100\ \%)$.

Si la température est réduite au-dessous du point de rosée, l'évolution de l'air humide saturé suit alors la courbe de saturation : la valeur de r diminue, il y a par conséquent **condensation** de vapeur d'eau.

La connaissance de la température de rosée est très importante, car elle permet de prévoir les risques de condensation au cours de l'évolution de l'air humide.

3.1.3 - Courbes d'égal degré hygrométrique

Nous avons défini le degré hygrométrique φ par la relation 2.2.G :

$$\underset{[\%]}{\varphi} = 100 \cdot \frac{p_v}{p_{vs}}$$

D'après la relation (2.2.F), on peut écrire :

$$p_v = \frac{r\,p}{0,622 + r}$$

et

$$p_{vs} = \frac{r_s\,p}{0,622 + r_s}$$

Donc

$$\underset{[\%]}{\varphi} = 100\,\frac{p_v}{p_{vs}} = 100\,\frac{r}{r_s}\,\frac{0,622 + r_s}{0,622 + r}$$

Si nous supposons φ **constant**, on en déduit

$$r = \frac{0{,}622\ \varphi\ r_s}{62{,}2 + r_s\,(100 - \varphi)}$$

A chaque valeur de θ correspond une valeur de r_s (point **E, fig. 3.1.d**) et par conséquent une valeur particulière de r (point **B**). L'ensemble des points B (valeurs particulières de r) définit la **courbe d'égal degré hygrométrique** φ . L'allure de cette courbe est représentée à la **figure 3.1.d.**

On représente généralement sur le diagramme de l'air humide les courbes d'égal degré hygrométrique graduées de 10 à 100 %.

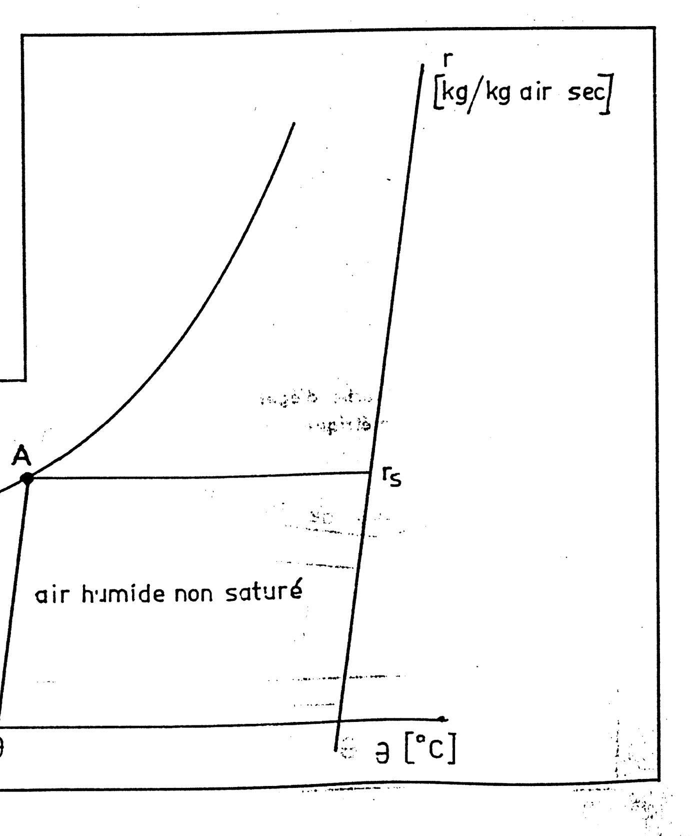


Fig. 3.1.b — Courbe de saturation

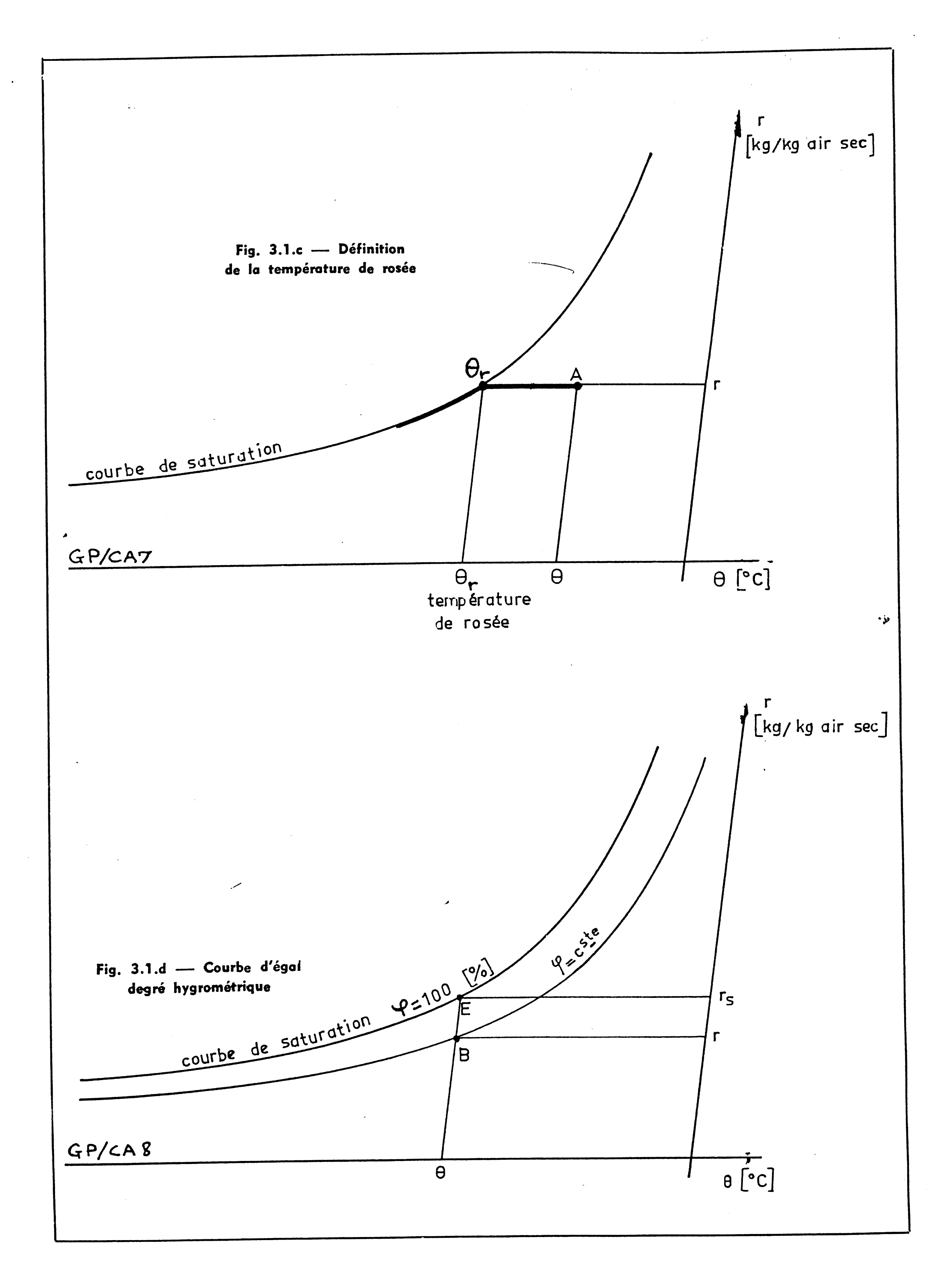


Fig. 3.1.c — Définition de la température de rosée

Fig. 3.1.d — Courbe d'égal degré hygrométrique

3.1.4 - Lignes d'égale enthalpie spécifique (isenthalpes)

L'enthalpie spécifique de l'air humide s'exprime par la relation 2.2.M, soit

$$h = \theta + r\,(2490 + 1{,}96\,\theta)\ [kJ/kg \text{ air sec}]$$

Si l'on considère h **constant,** r et θ sont liées par une relation que l'on peut mettre sous la forme suivante :

$$r = \frac{h - \theta}{2490 + 1{,}96\,\theta}\ [kg/kg_{as}]$$

Dans les cas les plus fréquents, θ varie de — 10 à 35 [°C], de sorte que l'on peut avec une très bonne approximation négliger le terme 1,96 θ en regard de 2490.

Les lignes d'égale enthalpie spécifique ou **isenthalpes** sont donc des arcs d'hyperbole presque rectilignes.

En effet, on peut écrire :

$$r \approx \frac{h - \theta}{2490}$$

de sorte que les isenthalpes sont en première approximation des droites dont la pente est négative. L'allure de ces droites est représentée à **la figure 3.1.e.**

3.1.5 - Lignes d'égal volume spécifique (isochores)

La relation 2.2.K définit le volume spécifique de l'air humide :

$$v = 462\,(0{,}622 + r)\,\frac{T}{p}\ \frac{[K]}{[Pa]} \quad [m^3/kg_{\text{air sec}}]$$

On peut aussi écrire :

$$v = 462\,(0{,}622 + r)\,\frac{(273 + \theta)}{p}\ \frac{[°C]}{[Pa]}$$

Pour des valeurs constantes du volume spécifique v et de la pression p, r et θ seront liés par la relation :

$$r = \frac{v\,p}{462\,(273 + \theta)} - 0{,}622$$

Le calcul montre que les lignes d'égal volume spécifique v, sous une pression constante, sont encore

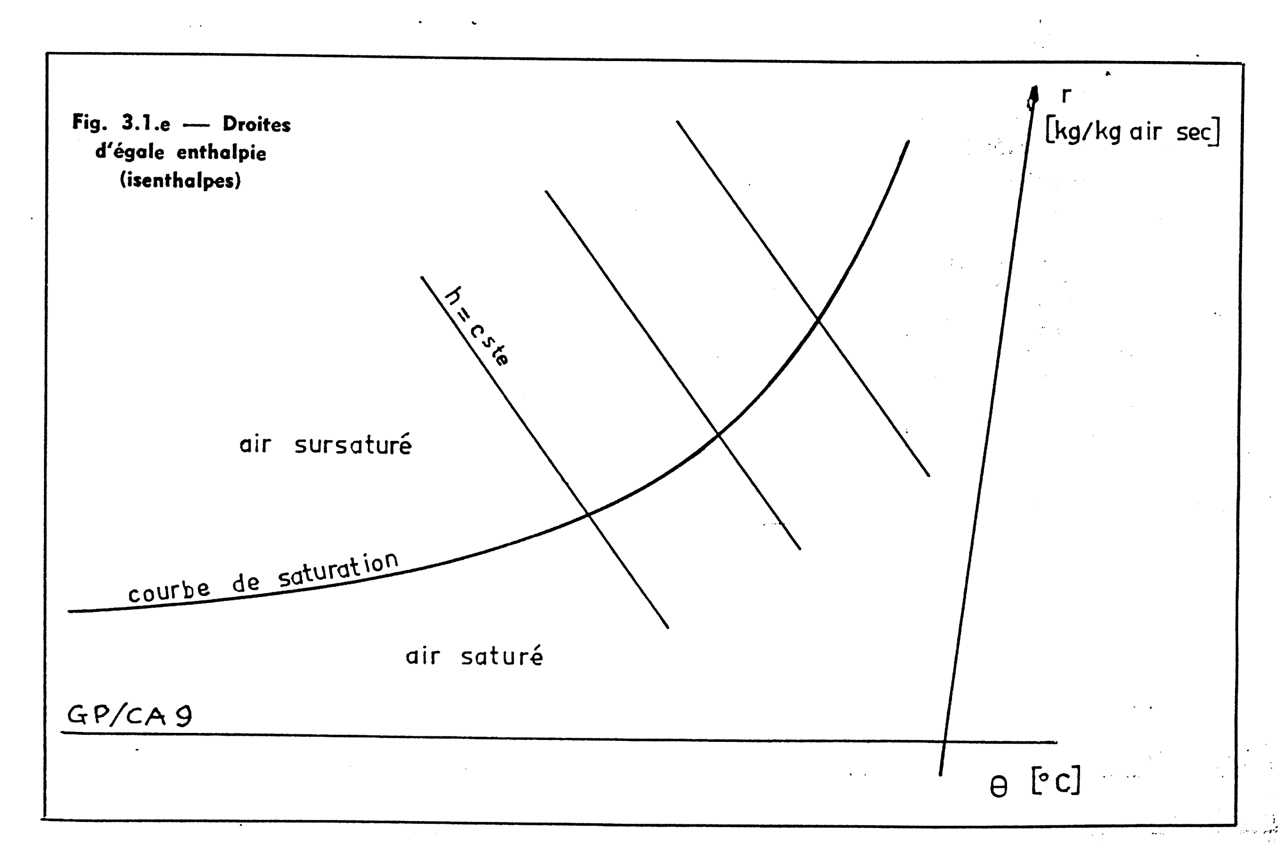


Fig. 3.1.e — Droites d'égale enthalpie (isenthalpes)

des arcs d'hyperbole presque **rectilignes**. L'allure de ces droites est représentée à la **figure 3.1.f.**

3.1.6 - Lignes d'égale température humide

Nous donnerons plus tard, à l'occasion de l'étude des échanges entre l'air et l'eau, une définition scientifique plus précise de la température humide θ_h.

Pour l'instant, disons que la **température humide de l'air** est la température indiquée par un thermomètre dont le bulbe est entouré d'un coton mouillé agité à une vitesse de 2 [m/s] environ et à l'abri de tout rayonnement. Un tel thermomètre est appelé **thermomètre « humide »**.

Le passage d'air non saturé sur le coton mouillé du thermomètre provoque une évaporation partielle de l'eau et, par conséquent, un refroidissement du bulbe du thermomètre humide.

Plus l'air est sec, plus l'évaporation est importante et plus l'écart entre la température « sèche » et la température « humide » de l'air est grand. Nous verrons que cet écart permet de calculer le degré hygrométrique de l'air humide. C'est un moyen commode pour **mesurer indirectement** le degré hygrométrique.

La température humide a une importance fondamentale dans l'étude des phénomènes d'échanges entre l'air et l'eau.

Les lignes d'égale température humide sont des **droites** dont la pente est sensiblement la même que celle des isenthalpes. On les confond souvent avec les isenthalpes.

La **figure 3.1.g** montre l'inclinaison des droites d'égale température humide par rapport aux isenthalpes.

3.2 - PRÉSENTATION DU DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Récapitulons maintenant les différentes grandeurs caractéristiques dont nous savons représenter les valeurs sur un diagramme de l'air humide. Tout point de ce diagramme, appelé **point figuratif**, représente un état d'air dont les caractéristiques fondamentales sont les sept grandeurs suivantes :

— **température « sèche »** θ [°C] (thermomètre à bulbe sec)

— **température de « rosée »** θ_r [°C]

— **température « humide »** θ_h [°C] (thermomètre à bulbe humide)

— **teneur en humidité** r [kg/kg air sec]

— **degré hygrométrique** φ [%]

— **enthalpie spécifique** h [kJ/kg air sec]

— **volume spécifique** v [m³/kg air sec]

Ces sept grandeurs fondamentales peuvent se lire directement et sans aucun calcul en tout point du diagramme de l'air humide que nous présentons en encart.

La **figure 3.2.a** facilite l'identification des diverses lignes ou courbes du diagramme.

3.2.1 - Caractéristiques d'un air humide non saturé

Un état d'air humide est défini si l'on connaît seulement **deux** de ces caractéristiques. On peut ainsi fixer la position du point figuratif sur le diagramme.

Supposons connues la température $\theta = 45$ [°C] et la teneur en humidité $r = 0{,}015$ [kg/kg$_{as}$]. Le point figuratif se trouve à l'intersection de l'isotherme

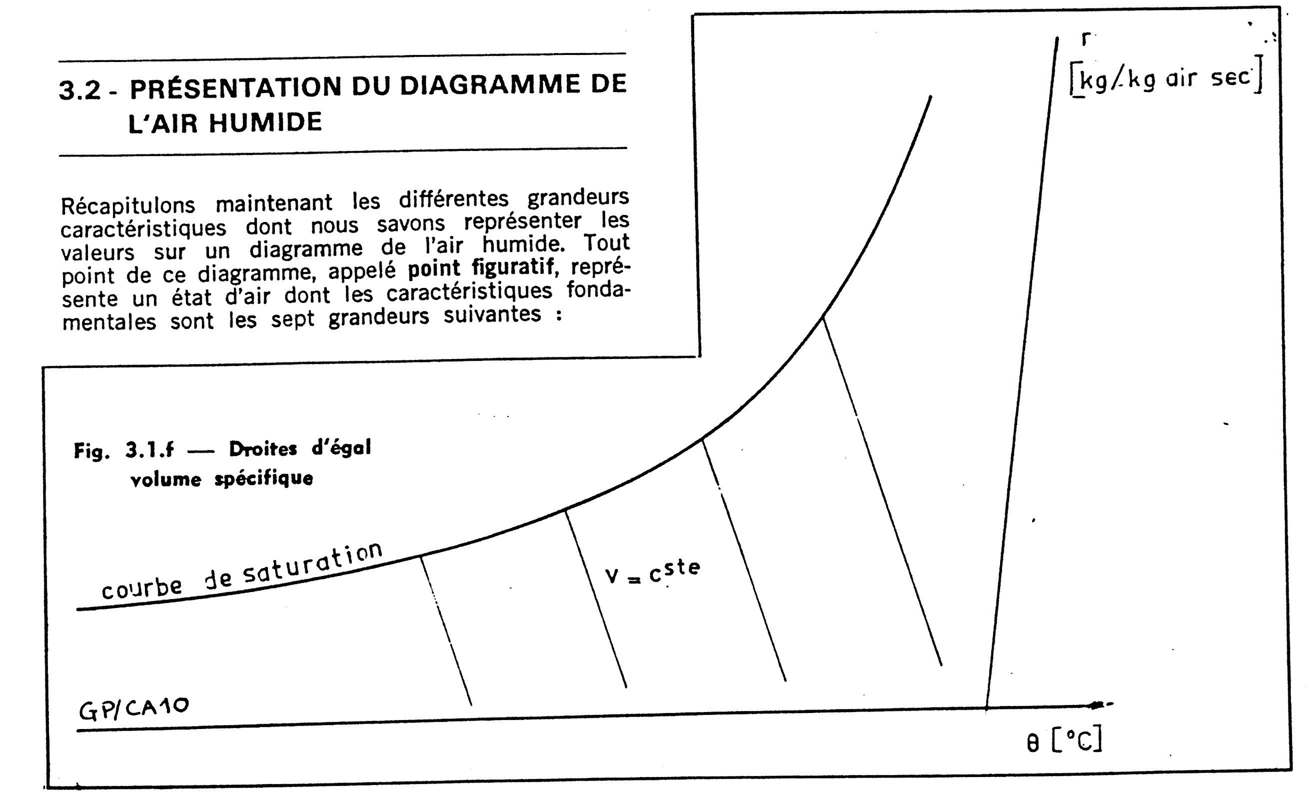


Fig. 3.1.f — Droites d'égal volume spécifique

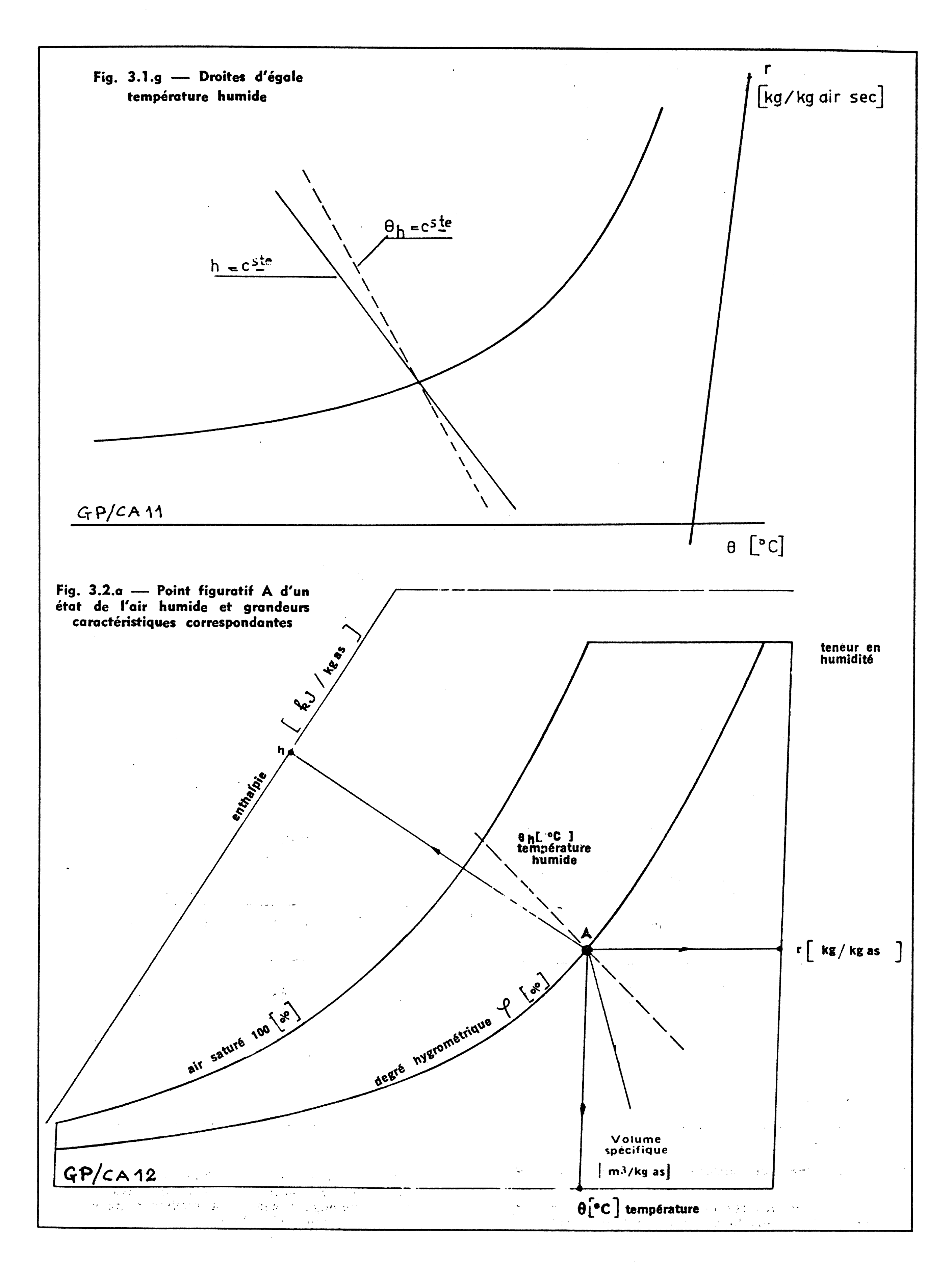


Fig. 3.1.g — Droites d'égale température humide

Fig. 3.2.a — Point figuratif A d'un état de l'air humide et grandeurs caractéristiques correspondantes

45 [°C] (sensiblement verticale) et de l'horizontale correspondant à

$$r = 0{,}015 \left[kg/kg_{as} \right]$$

Ce point étant repéré sur le diagramme, il est aisé de lire ensuite les cinq autres grandeurs caractéristiques :

— l'enthalpie est donnée par la droite inclinée qui passe par le point figuratif. Cette droite correspond à

$$h = 83{,}6 \left[kJ/kg_{as} \right]$$

— la température de rosée est obtenue en suivant la droite horizontale passant par le point jusqu'à sa rencontre avec la courbe de saturation. On lit

$$\theta_r = 20{,}4 \left[°C \right]$$

— le degré hygrométrique s'obtient en interpolant les valeurs repérées sur les courbes de degré hygrométrique entre lesquelles le point figuratif est situé. On lit $\varphi = 25$ [%].

— le volume spécifique est approximativement

$$v = 0{,}923 \left[m^3/kg_{as} \right]$$

— la température humide est de l'ordre de 26,8 [°C].

EXEMPLES DE LECTURE :

Quels sont, d'après le diagramme de l'air humide, les caractéristiques fondamentales de l'air défini par les états suivants :

- **Etat ①** : température 25 [°C], teneur en humidité 0,015 [kg/kg as]
- **Etat ②** : température 0 [°C], degré hygrométrique 80 %
- **Etat ③** : enthalpie spécifique 62,7 [kJ/kg as], volume spécifique 0,860 [m³/kg as].

On lit facilement sur le diagramme :

ETAT	θ [°C]	θ_r [°C]	θ_h [°C]	r [kg/kg$_{as}$]	φ [%]	h [kJ/kg$_{as}$]	v [m³/kg$_{as}$]
①	25	20,4	21,7	0,015	75	63,1	0,864
②	0	— 3	— 1	0,0029	80	7,1	0,778
③	23,2	21	21,6	0,0156	88	62,7	0,860

3.2.2 - Caractéristiques d'un air sursaturé

Dès que l'on traverse la courbe de saturation et que l'on pénètre dans le domaine de l'air **sursaturé**, les caractéristiques de l'air doivent être lues différemment sur le diagramme de l'air humide.

• Lignes d'égale température

La température d'un air sursaturé est en fait une température humide θ_h, puisque l'air ne peut plus absorber d'humidité par évaporation. Par conséquent, dans la zone de sursaturation, les **droites d'égale température prolongent les lignes d'égale température humide (fig. 3.2.b).**

Ainsi, la température d'un air sursaturé dont le point figuratif est **A** se détermine en menant par **A** une parallèle aux lignes de température humide. L'intersection de cette parallèle avec la courbe de saturation permet de lire la température de l'air en **A** **(fig. 3.2.b).**

• Droites d'égale teneur en humidité

Les droites d'égale teneur en humidité r se prolongent **sans modification** dans la zone de sursaturation **(fig. 3.2.c).**

Un point **B** de cette zone est caractérisé par une teneur en humidité r_{ss} telle que

$$r_{ss} = \frac{m_h}{m_{as}} = \frac{m_s + m_e}{m_{as}} \left[kg/kg \text{ air sec} \right]$$

m_s : masse de vapeur à la saturation [kg]

m_e : masse d'eau liquide (gouttelettes) en suspension dans l'air sursaturé [kg]

m_{as} : masse d'air sec contenue dans l'air sursaturé [kg].

La relation précédente peut encore s'écrire :

$$r_{ss} = \frac{m_s}{m_{as}} + \frac{m_e}{m_{as}} = r_s + \frac{m_e}{m_{as}} \left[kg/kg \text{ air sec} \right]$$

r_s : teneur en humidité de l'air saturé à la température de l'air sursaturé considéré.

• Lignes d'égale enthalpie spécifique (isenthalpes)

L'enthalpie h des gouttelettes en suspension dans l'air sursaturé ne modifie pas d'une façon sensible l'enthalpie de l'air saturé, de sorte que **les isenthalpes se prolongent sans être modifiées** dans la zone de sursaturation **(fig. 3.1.e).**

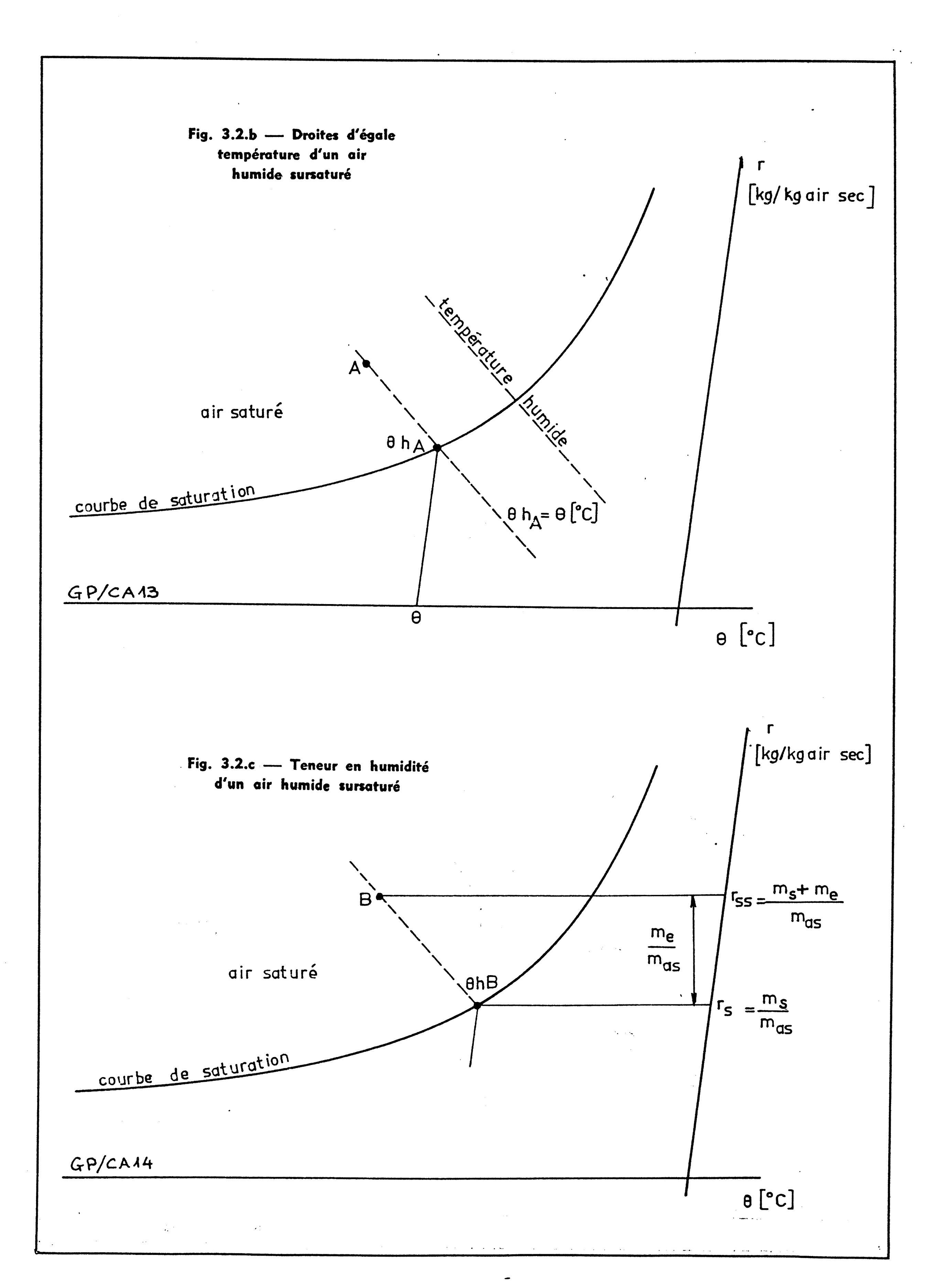


Fig. 3.2.b — Droites d'égale température d'un air humide sursaturé

Fig. 3.2.c — Teneur en humidité d'un air humide sursaturé

• *Lignes d'égal volume spécifique*

Le volume spécifique υ d'un air sursaturé est sensiblement le même que celui de l'air saturé à la température de l'air sursaturé considéré. On néglige pratiquement le faible volume occupé par les gouttelettes en suspension dans l'air.

La **figure 3.2.d** indique comment calculer toutes les caractéristiques d'un air sursaturé dont le point figuratif est le **point A**.

EXEMPLE :

Considérons de l'air sursaturé à une température humide de 25 [°C]. La teneur en humidité est de 23 [g/kg air sec]. Déterminer toutes les caractéristiques de cet air.

La lecture du diagramme de l'air humide donne les résultats suivants :

	θ_h	r_{ss}	h	v
air saturé	25[°C]	23 [g/kg$_{as}$]	76,5 [kJ/kg$_{as}$]	0,872 [m³/kg$_{as}$]

REMARQUE :

La lecture des caractéristiques de l'air sursaturé **aux températures inférieures à 0 [°C]** est beaucoup plus délicate. Dans cette zone, on assiste souvent à une suspension de particules solides (neige ou glace) et liquides (eau en surfusion). Etant donné qu'il est très difficile de connaître la proportion des particules solides et liquides, les caractéristiques que l'on pourrait lire par la méthode précédente sont très incertaines.

De toute façon, nous n'aurons pas l'occasion de pénétrer dans ce domaine particulier au cours de notre étude.

3.3 - MÉLANGE D'AIR DE CARACTÉRISTIQUES DIFFÉRENTES

Considérons deux quantités d'air humide dont les masses d'air sec sont respectivement $m_{as,1}$ et $m_{as,2}$.

Les caractéristiques **supposées connues** de ces deux airs, dont les points figuratifs sont **A** et **B** sur le diagramme de l'air humide, sont les suivantes :

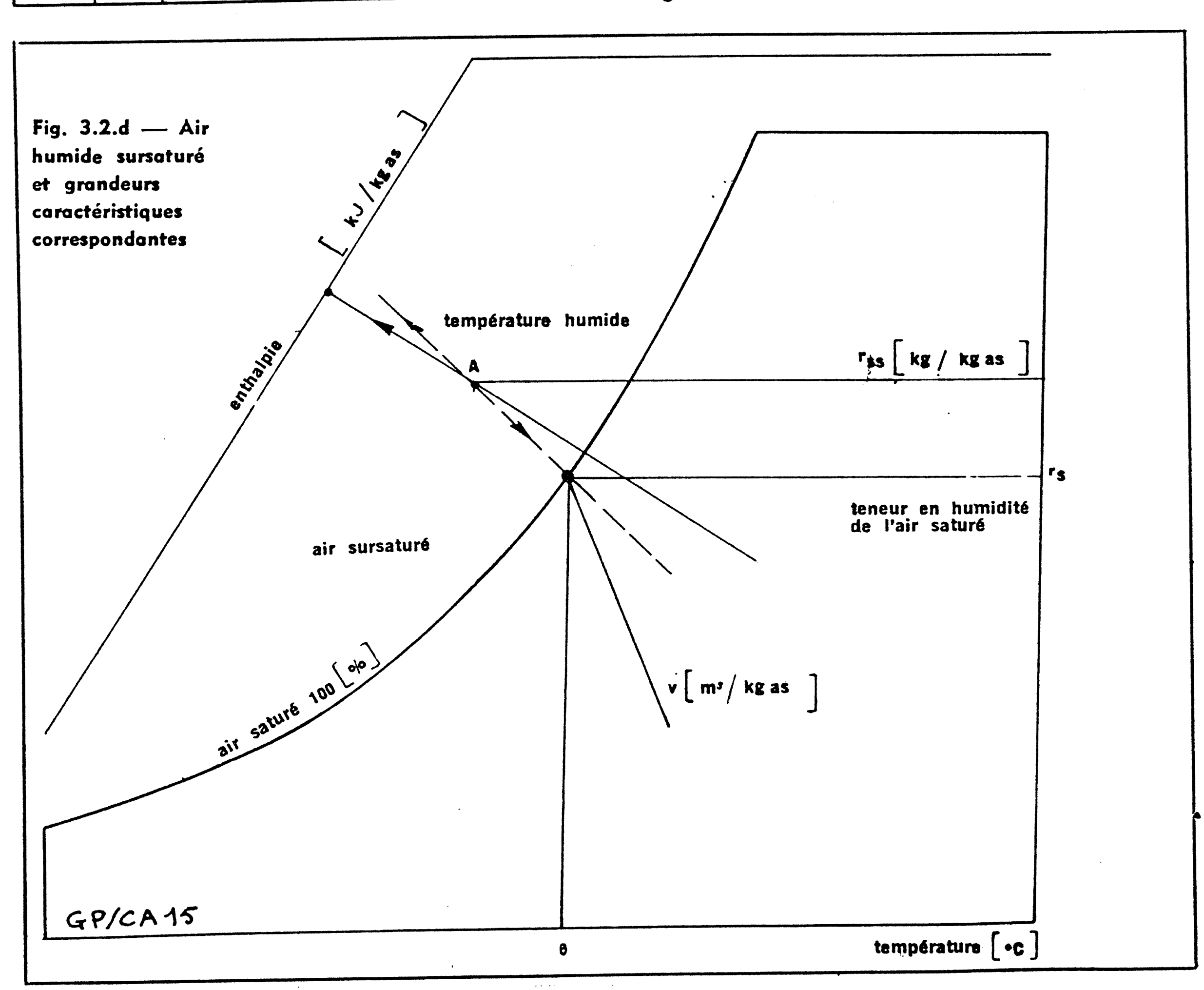


Fig. 3.2.d — Air humide sursaturé et grandeurs caractéristiques correspondantes

Ⓐ $\begin{cases} h_1 \ [kJ/kg_{as}] \\ r_1 \ [kg/kg_{as}] \end{cases}$ Ⓑ $\begin{cases} h_2 \ [kJ/kg_{as}] \\ r_2 \ [kg/kg_{as}] \end{cases}$

Mélangeons ces deux airs et calculons les caractéristiques h_m et r_m du mélange.

L'enthalpie du mélange est la somme des enthalpies apportées par chaque air. On peut donc écrire :

$$h_m (m_{as,1} + m_{as,2}) = m_{as,1} h_1 + m_{as,2} h_2$$

Par conséquent :

$$\boxed{h_m = \frac{m_{as,1} h_1 + m_{as,2} h_2}{m_{as,1} + m_{as,2}}} \qquad (3.3.A)$$

La masse d'humidité du mélange est la somme des masses d'humidité apportées par chaque air. On a la relation :

$$r_m (m_{as,1} + m_{as,2}) = m_{as,1} r_1 + m_{as,2} r_2$$

ou encore

$$\boxed{r_m = \frac{m_{as,1} r_1 + m_{as,2} r_2}{m_{as,1} + m_{as,2}}} \qquad (3.3.B)$$

Les deux relations 3.3.A et 3.3.B sont les **équations paramétriques de la droite AB** dans un système de coordonnées obliques défini par l'axe des r et l'axe des h.

On en déduit immédiatement que le **point C figuratif du mélange est sur la droite AB,** qu'il est obligatoirement **situé entre A et B** et **qu'il partage le segment AB** dans le rapport :

$$\boxed{\frac{CA}{CB} = \frac{m_{as,2}}{m_{as,1}}} \qquad (3.3.C)$$

Le point **C** est donc le centre de gravité des points **A** et **B** affectés respectivement des masses $m_{as,1}$ et $m_{as,2}$ **(fig. 3.3.a).**

La relation 3.3.C peut encore s'écrire :

$$\frac{CA}{m_{as,2}} = \frac{CB}{m_{as,1}} = \frac{CA + CB}{m_{as,2} + m_{as,1}} = \frac{AB}{m_{as,1} + m_{as,2}}$$

On en déduit :

$$\boxed{\begin{aligned} CA &= AB \frac{m_{as,2}}{m_{as,1} + m_{as,2}} \\ &\text{et} \\ CB &= AB \frac{m_{as,1}}{m_{as,1} + m_{as,2}} \end{aligned}} \qquad (3.3.D)$$

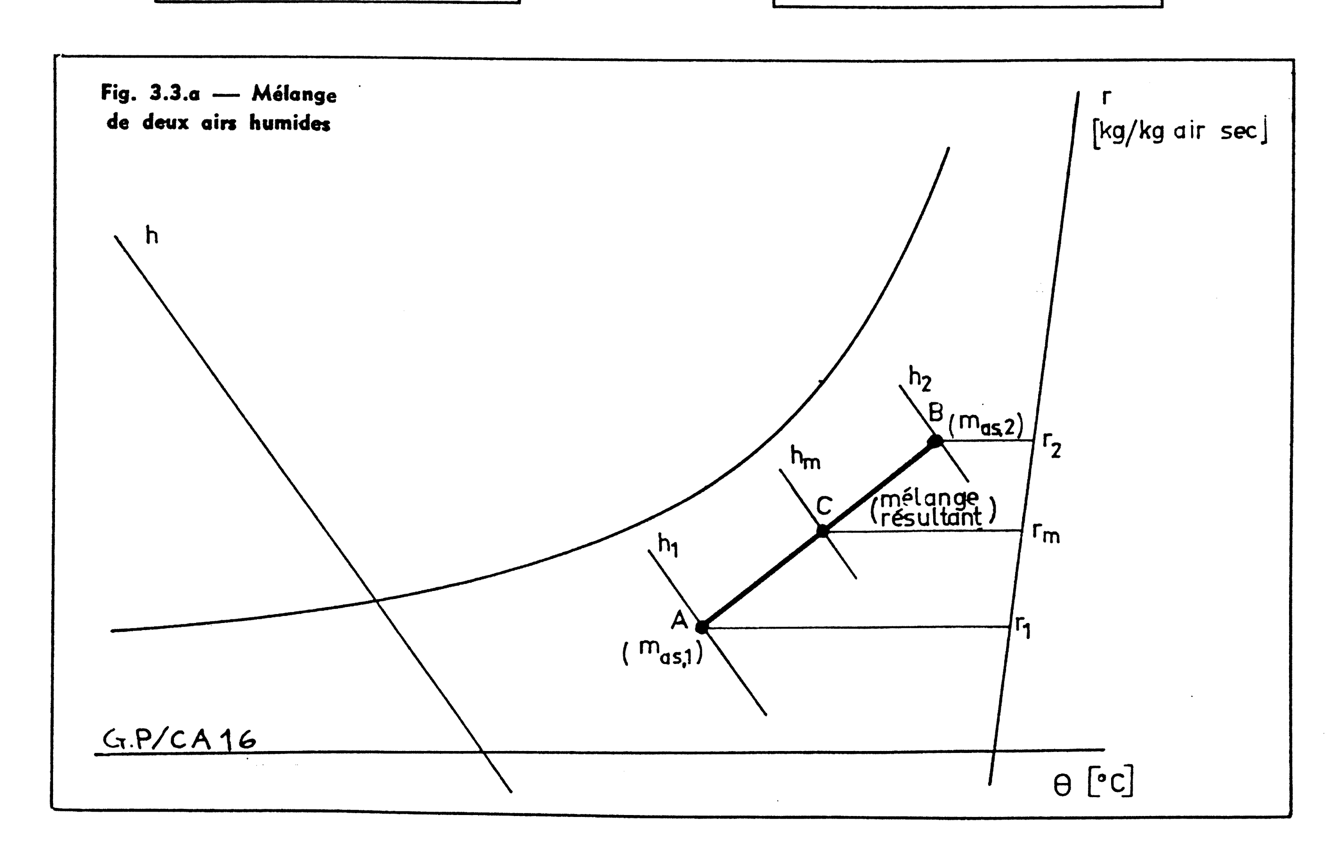


Fig. 3.3.a — Mélange de deux airs humides

Cette dernière relation permet de positionner exactement le point **C**, connaissant la longueur du segment **AB** mesurée sur le diagramme de l'air humide.

EXEMPLE :

Mélangeons deux débits massiques d'air humide dont les caractéristiques sont les suivantes :

$$\text{(A)} \begin{cases} m_{as,1} = 10.000 \, [kg/h] \\ \theta_1 = -5 \, [°C] \\ \varphi_1 = 80\,\% \end{cases}$$

$$\text{(B)} \begin{cases} m_{as,2} = 20.000 \, [kg/h] \\ \theta_2 = 20 \, [°C] \\ \varphi_2 = 60\,\% \end{cases}$$

Le diagramme de l'air humide permet de lire les caractéristiques h et r de chacun des airs mélangés. On trouve :

$$\text{(A)} \begin{cases} h_1 \cong 0 \, [kJ/kg_{as}] \\ r_1 = 2 \, [g/kg_{as}] \end{cases}$$

$$\text{(B)} \begin{cases} h_2 = 42{,}2 \, [kJ/kg_{as}] \\ r_2 = 8{,}8 \, [g/kg_{as}] \end{cases}$$

Les relations 3.3.A et 3.3.B permettent de calculer h_m et r_m :

$$h_m = \frac{20.000 \times 42{,}2}{30.000} = 28{,}13 \, [kJ/kg_{as}]$$

$$r_m = \frac{10.000 \times 2 + 20.000 \times 8{,}8}{30.000} \cong 6{,}53 \, [g/kg_{as}]$$

Nous vérifions sur le diagramme que le point **C** est aligné avec **A** et **B**.

La longueur du segment **AB** est approximativement 145 [mm]. Par conséquent,

$$CA = 145 \times \frac{20.000}{30.000} \cong 97 \, [mm]$$

ce qui est vérifié sur le diagramme.

Les caractéristiques du point **C** sont :

$$\theta = 11{,}7 \, [°C], \; \varphi = 77 \, [\%] \text{ et } v = 0{,}816 \, [m^3/kg_{as}]$$

REMARQUES :

1) Pour contrôler que le positionnement du point **C** entre **A** et **B** est correct, il faut se rappeler que le point de mélange est toujours plus près du point figuratif de l'air qui contient la plus grande quantité d'air sec.

   Ainsi, dans l'exemple précédent, le point **C** est plus près de **B** que de **A** puisque **B** apporte 20 000 [kg/h] d'air sec, alors que **A** n'en apporte que 10 000 [kg/h].

2) Le mélange de deux airs proches de la saturation peut parfois donner un **air sursaturé (fig. 3.3.b)**. Il

Fig. 3.3.b — Mélange de deux airs proches de la saturation

r [kg / kg air sec]

buée ou pluie

B

$\theta_h = 0$ [°C]

C_1

neige

C_2

A

GP/CA17

θ [°C]

θ

en résulte un phénomène de buée (ou de pluie) si la température humide du mélange est supérieure à 0 [°C], ou de neige si cette température est inférieure à 0 [°C]. La position du point **C** en C_1 ou C_2 dépend de l'importance relative des masses d'air chaud ou froid en présence.

3.4 - ÉTUDE D'UN CAS

On mélange en **volumes égaux** de l'air humide à — 5 [°C] et 90 [%] d'une part et de l'air humide à 14 [°C] et 90 [%] d'autre part.

Déterminer :

1°/ les caractéristiques du mélange de ces deux airs

2°/ la masse d'humidité en suspension par mètre cube d'air.



1°/ Le point représentatif **C** du mélange se trouve sur la droite joignant les points

$$A \begin{cases} -5\ [°C] \\ 90\ [\%] \end{cases} \quad \text{et} \quad B \begin{cases} 14\ [°C] \\ 90\ [\%] \end{cases}$$

Pour déterminer sa position entre **A** et **B**, calculons les masses d'air sec mélangées. Puisqu'il s'agit d'un mélange en **volumes égaux**, on a

$$V_A = V_B = m_A \cdot v_A = m_B \cdot v_B$$

Par conséquent :

$$\frac{m_A}{m_B} = \frac{v_B}{v_A}$$

On en déduit :

$$\frac{CA}{CB} = \frac{m_B}{m_A} = \frac{v_A}{v_B}$$

Nous lisons sur le diagramme de l'air humide :

$$v_A = 0{,}783\ [m^3/kg_{as}] \quad \text{et} \quad v_B = 0{,}825\ [m^3/kg_{as}]$$

Donc,

$$CA = AB\ \frac{0{,}783}{0{,}783 + 0{,}825} = 0{,}486\ AB$$

Or, AB = 115 [mm] sur le diagramme.

On trouve :

$$CA \simeq 56\ [mm]$$

Nous constatons que le point **C** se trouve dans la **zone de sursaturation.**

Les caractéristiques lues sur le diagramme de l'air humide sont les suivantes :

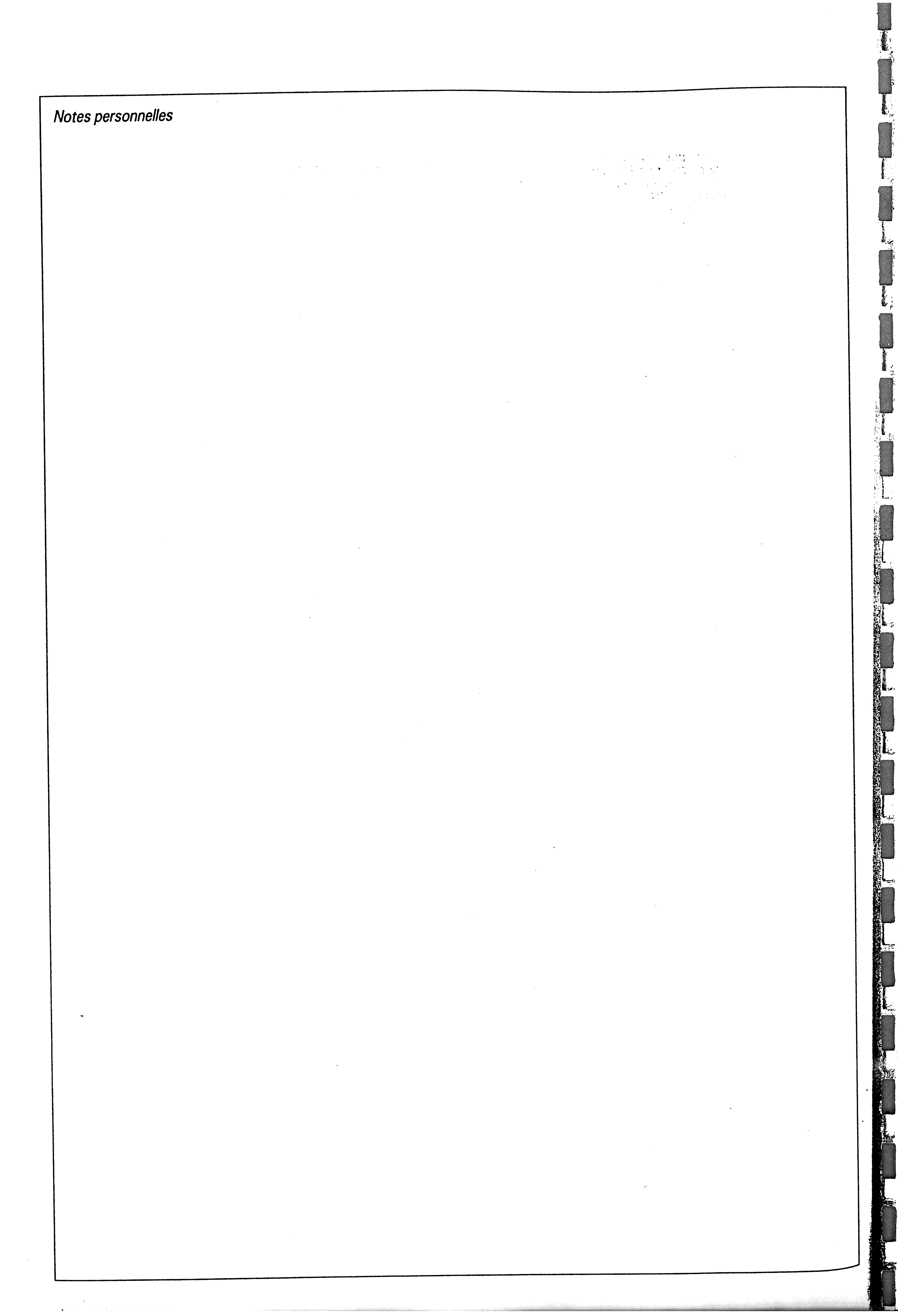
	θ_h	r_{ss}	h	v
C	4,7 [°C]	5,5 $[g/kg_{as}]$	18 $[kJ/kg_{as}]$	0,794 $[m^3/kg_{as}]$

2°/ La teneur en humidité à la saturation et à la même température humide est lue directement sur le diagramme :

$$r_s = 5{,}3\ [g/kg_{as}]$$

Par conséquent, la masse d'humidité en suspension par mètre cube d'air est égale à :

$$r_{ss} - r_s = 5{,}5 - 5{,}3 = \underline{0{,}2}\ [g/kg_{as}]$$



Notes personnelles

Deuxième partie : L'environnement extérieur

L'ENVIRONNEMENT extérieur est l'ensemble des facteurs **climatiques, chimiques** et **biologiques** susceptibles d'avoir une influence directe ou indirecte, immédiate ou à terme, sur le milieu dans lequel nous vivons.

L'étude de ces facteurs a donc une importance primordiale pour le contrôle de notre environnement intérieur. Cette étude permet en particulier de fixer les **conditions de base extérieures** qui seront l'un des points de départ pour déterminer la puissance des installations de climatisation.

Les **facteurs climatiques** qui influent directement sur notre environnement intérieur sont au nombre de trois.

Ce sont :

— la température sèche de l'air extérieur
— la température humide (ou le degré hygrométrique)
— le rayonnement solaire.

Mais, en plus de ces données climatiques, il existe d'autres facteurs caractéristiques de l'environnement extérieur qui interviennent également dans l'élaboration d'un projet de climatisation. Ce sont les **facteurs chimiques et biologiques** qui sont le résultat de la pollution de l'air extérieur.

I - Les facteurs climatiques

1.1 - LA TEMPERATURE SECHE EXTERIEURE

La température sèche de l'air extérieur est une **donnée fondamentale** du calcul des déperditions (en hiver) et du calcul des charges de climatisation (en été). Il existe de nombreuses données météorologiques sur les températures sèches extérieures. Leur interprétation montre que la variation diurne de la température sèche est très voisine d'une oscillation **sinusoïdale (fig. 1.1.a).** En un lieu donné, aussi bien en été qu'en hiver, on constate, au cours d'une journée, que la valeur maximale de la température sèche est atteinte entre 14 et 16 heures solaires (1). La température minimale est atteinte vers 4 heures du matin.

Les valeurs maximales et minimales de la température sèche extérieure, si elles sont atteintes gé-

(1) — Le temps solaire a pour origine le moment du passage supérieur du soleil au méridien d'un lieu donné. Du fait de la rotation de la terre, l'heure solaire varie suivant le méridien considéré et à raison de 4 minutes par degré de longitude.

Lorsqu'on veut comparer des temps en des lieux différents, on se reporte au temps moyen universel qui, par convention, est choisi comme étant celui correspondant au méridien de Greenwich.

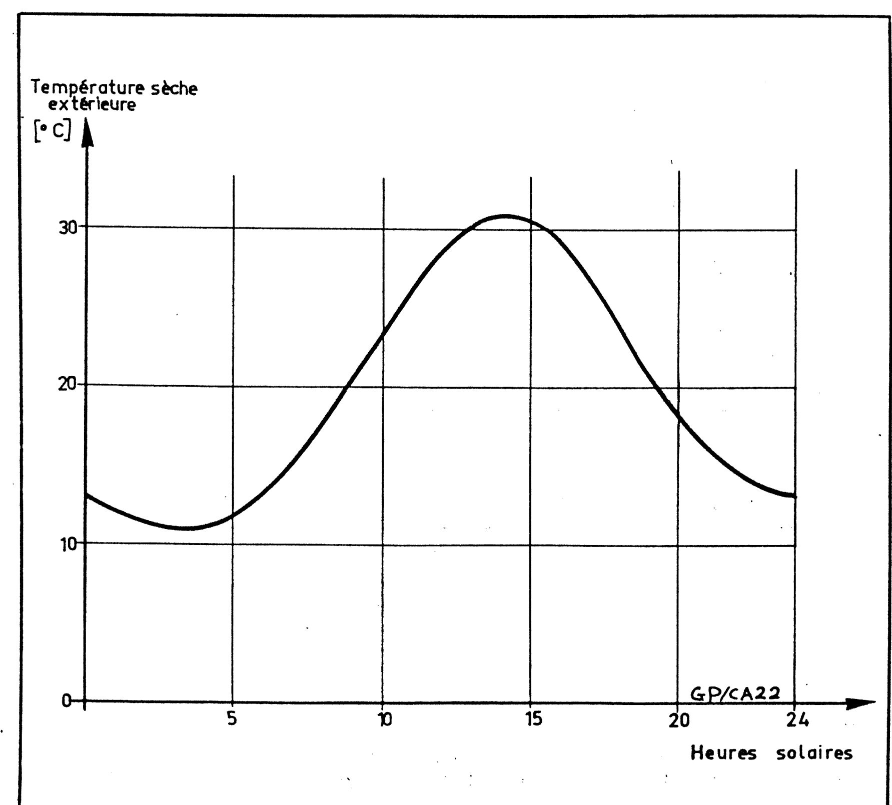


Fig. 1.1.a. — Variation de la température sèche extérieure au cours d'une journée chaude

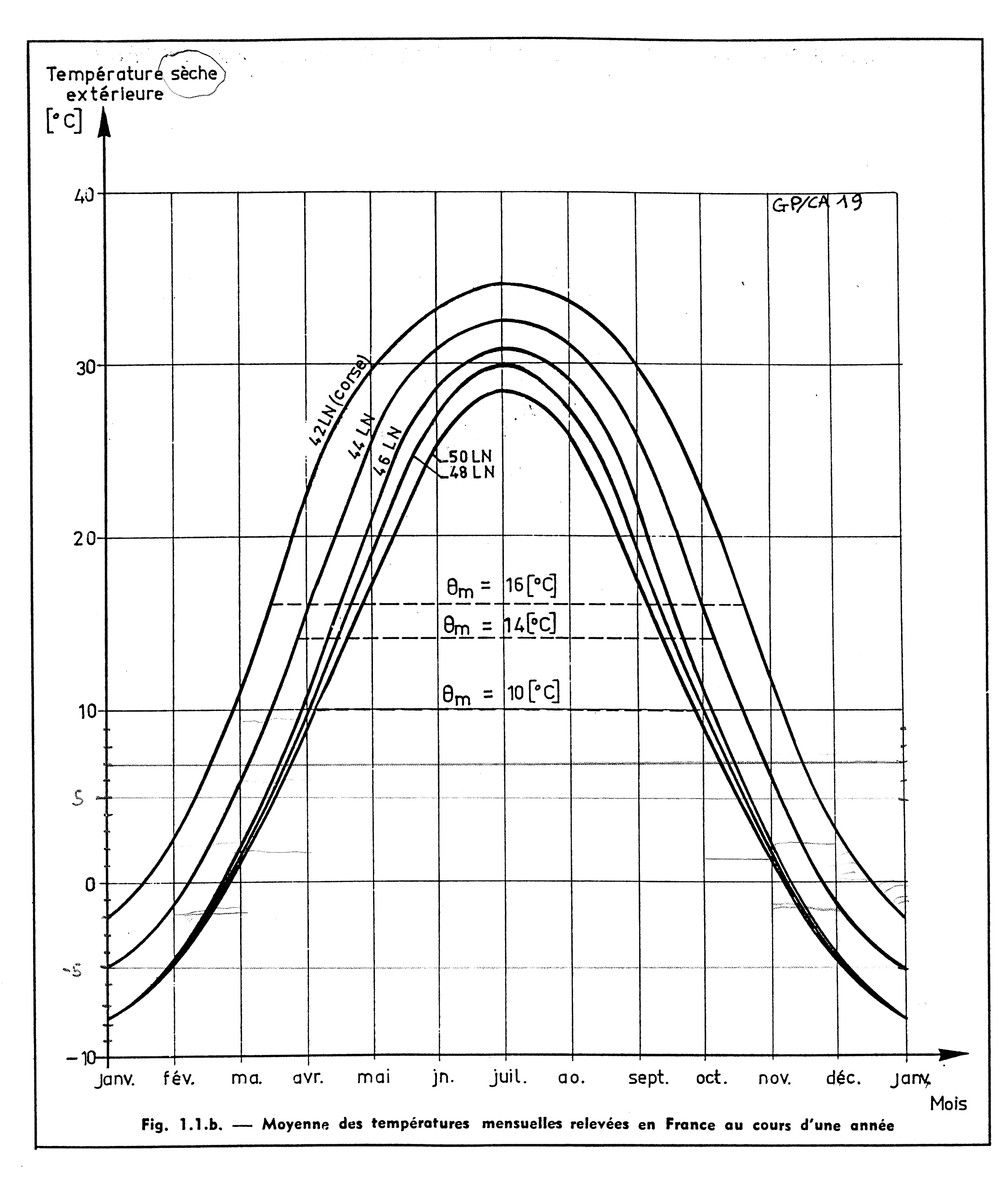


Fig. 1.1.b. — Moyenne des températures mensuelles relevées en France au cours d'une année

néralement aux mêmes heures, dépendent néanmoins du lieu où l'on se trouve. Elle sont surtout influencées :

— par la latitude du lieu considéré

— par son altitude

— par l'ensoleillement

— par des considérations géographiques (vents, proximité de la mer, de lacs, de montagnes, de végétation, etc...).

L'ensemble de ces facteurs constitue le **climat local.**

1.1.1 - Variation de la température sèche en fonction de la latitude

La latitude de la France est comprise entre 43 et 51 degrés Nord (42° pour la Corse).

Reportons sur un graphique les moyennes des températures mensuelles relevées dans les stations météorologiques françaises au cours d'une année **(fig. 1.1.b)**. On obtient des courbes sensiblement sinusoïdales.

Les températures moyennes qui en résultent varient de 10 [°C] dans le Nord de la France, la région parisienne et le Centre, à 14 [°C] dans le Midi. En Corse, la température moyenne annuelle est de 16 [°C] environ.

1.1.2 - Variation de la température sèche en fonction des conditions géographiques

- **L'altitude** modifie sensiblement la température sèche de l'air extérieur. On considère généralement qu'elle diminue de 1 degré environ par 500 mètres.

- **La situation géographique** influe considérablement sur les variations de la température extérieure.

La proximité des océans, des mers ou des lacs a pour effet de réduire les variations diurnes de température.

Les villes situées dans le fond de vallée, en plaine ou sur des coteaux ont des climats très différents du climat général des régions voisines. Il en résulte des variations de température extérieure beaucoup plus grandes.

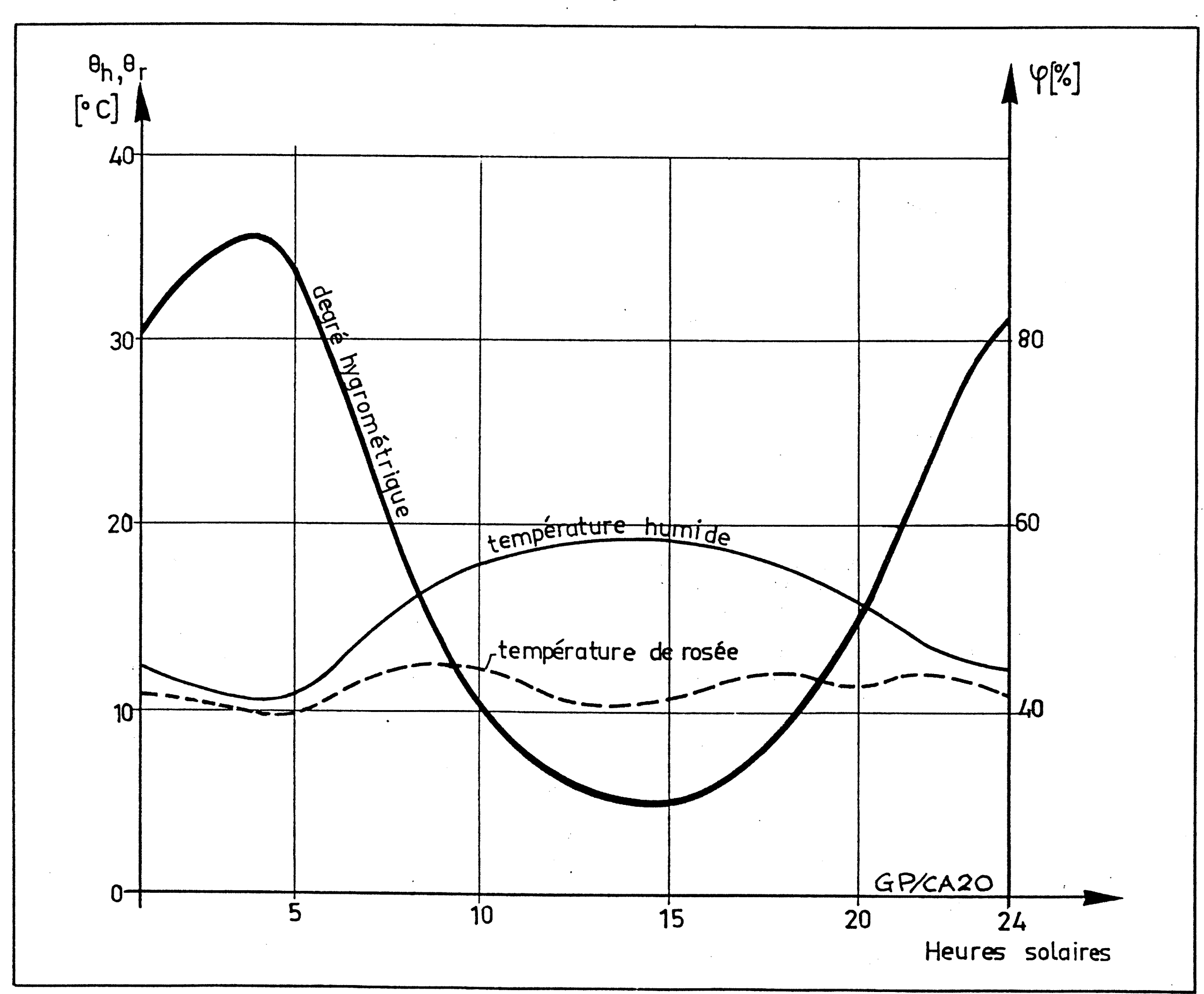
1.2 - LA TEMPERATURE HUMIDE ET LE DEGRE HYGROMETRIQUE

La température humide (ou **le degré hygrométrique)** prend une importance considérable en climatisation puisqu'elle influence directement le degré hygrométrique des locaux à conditionner. La température humide de l'air est étroitement liée à la température sèche extérieure.

1.2.1 - Variations locales diurnes et annuelles

Les **figures 1.2.a** et **1.2.b** montrent les variations relatives de la température humide, du degré hygrométrique et de la température de rosée de l'air extérieur au cours d'une journée chaude **(1.2.a)** et froide

Fig. 1.2.a. — Variation relative de la température humide, de la température de rosée et du degré hygrométrique au cours d'une journée chaude



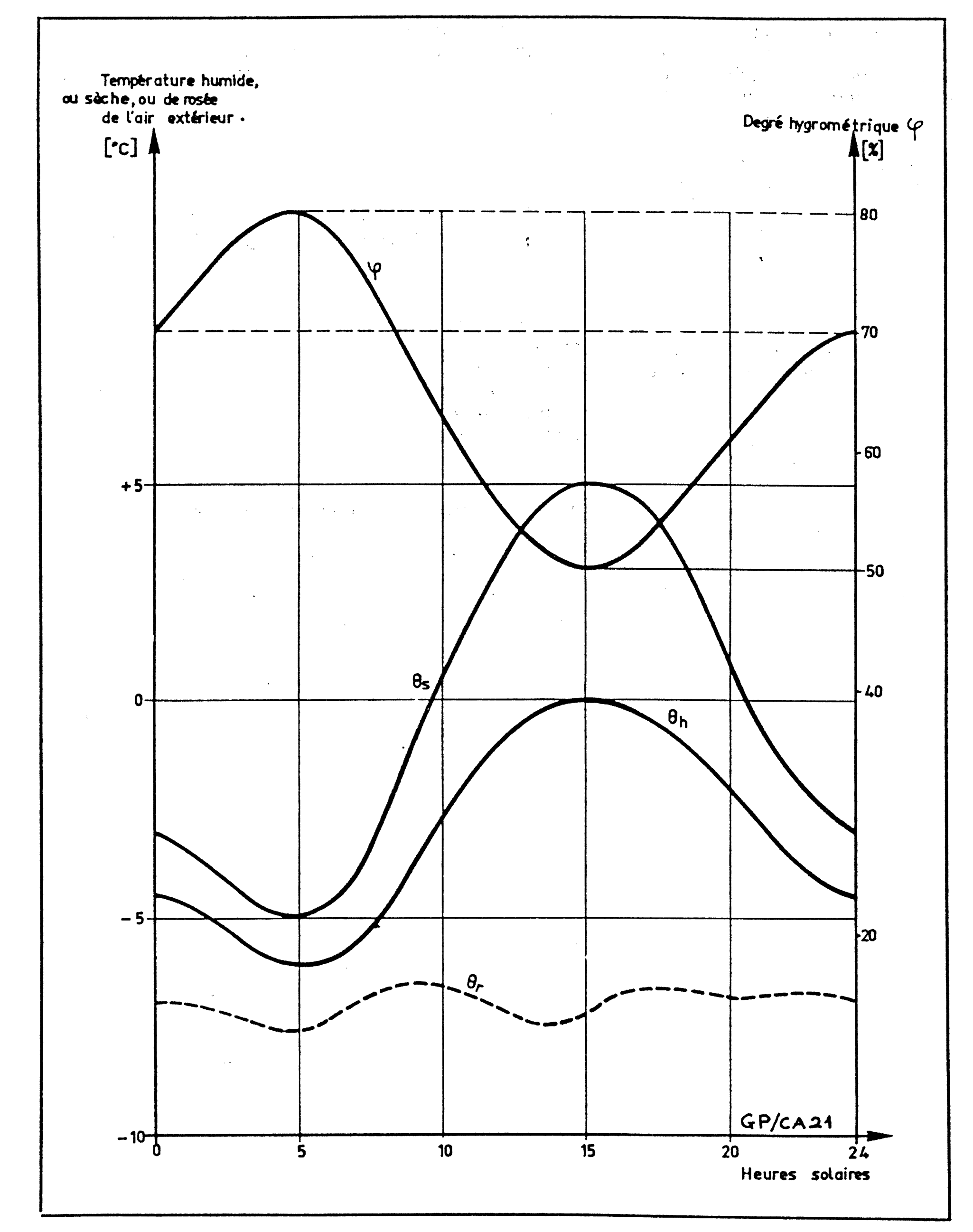


Fig. 1.2.b. — Variations relatives de la température sèche et de l'humidité au cours d'une journée (15 janvier)

(1.2.b). On constate que la température humide extérieure suit sensiblement les mêmes variations diurnes que la température sèche extérieure. Par contre, le degré hygrométrique suit des variations inverses : à un minimum de la température humide correspond un maximum du degré hygrométrique extérieur. Ainsi, avant le lever du jour, l'humidité relative de l'air est maximale, ce qui entraîne souvent le phénomène de gelée blanche (en hiver) ou de rosée matinale (en été).

Les variations de la température de rosée sont de faible amplitude, ce qui permet d'admettre généralement la constance de la température de rosée, c'est-à-dire, en fait, la constance de la teneur en humidité de l'air extérieur au cours d'une journée.

Si l'on reporte sur le diagramme de l'air humide les valeurs correspondantes de θ, θ_h et θ_r, on obtient la **courbe caractéristique du climat journalier local.**

Par exemple, la **figure 1.2.c** traduit les variations de θ, θ_h et θ_r sur le diagramme de l'air humide au cours d'une jounée d'été. On constate que la courbe d'évolution est plate, ce qui correspond à une valeur de τ sensiblement constante.

On peut expliquer ce résultat par le fait qu'en l'absence de perturbations météorologiques (orages, vent, pluie), la quantité d'humidité contenue dans l'air atmosphérique est constante. En hiver, bien que la courbe caractéristique ait la même allure qu'en été, le degré hygrométrique a des variations de faible amplitude et sa valeur moyenne est très élevée

$$(\varphi > 60\,\%)$$

La **figure 1.2.d** montre ce résultat.

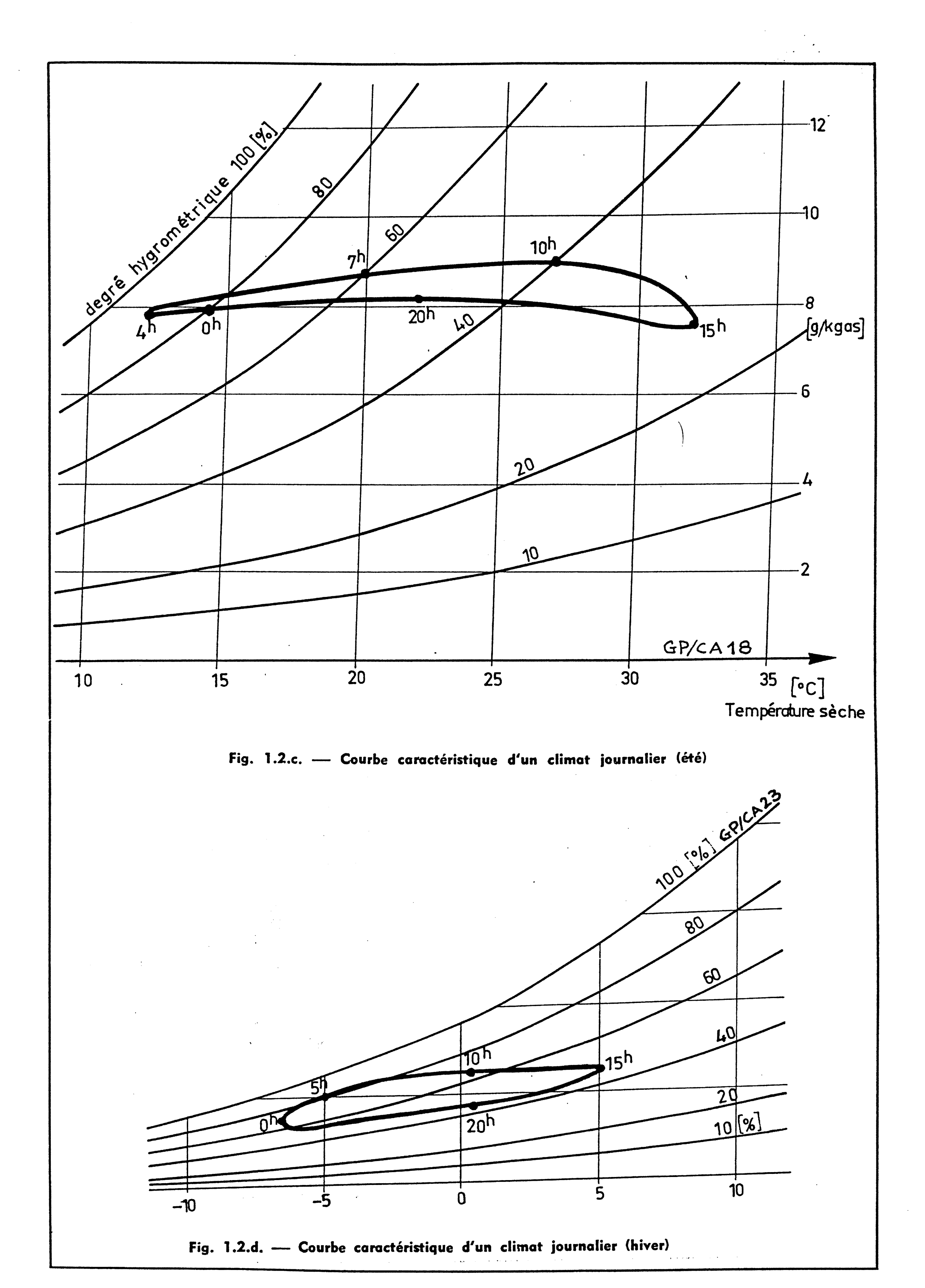


Fig. 1.2.c. — Courbe caractéristique d'un climat journalier (été)

Fig. 1.2.d. — Courbe caractéristique d'un climat journalier (hiver)

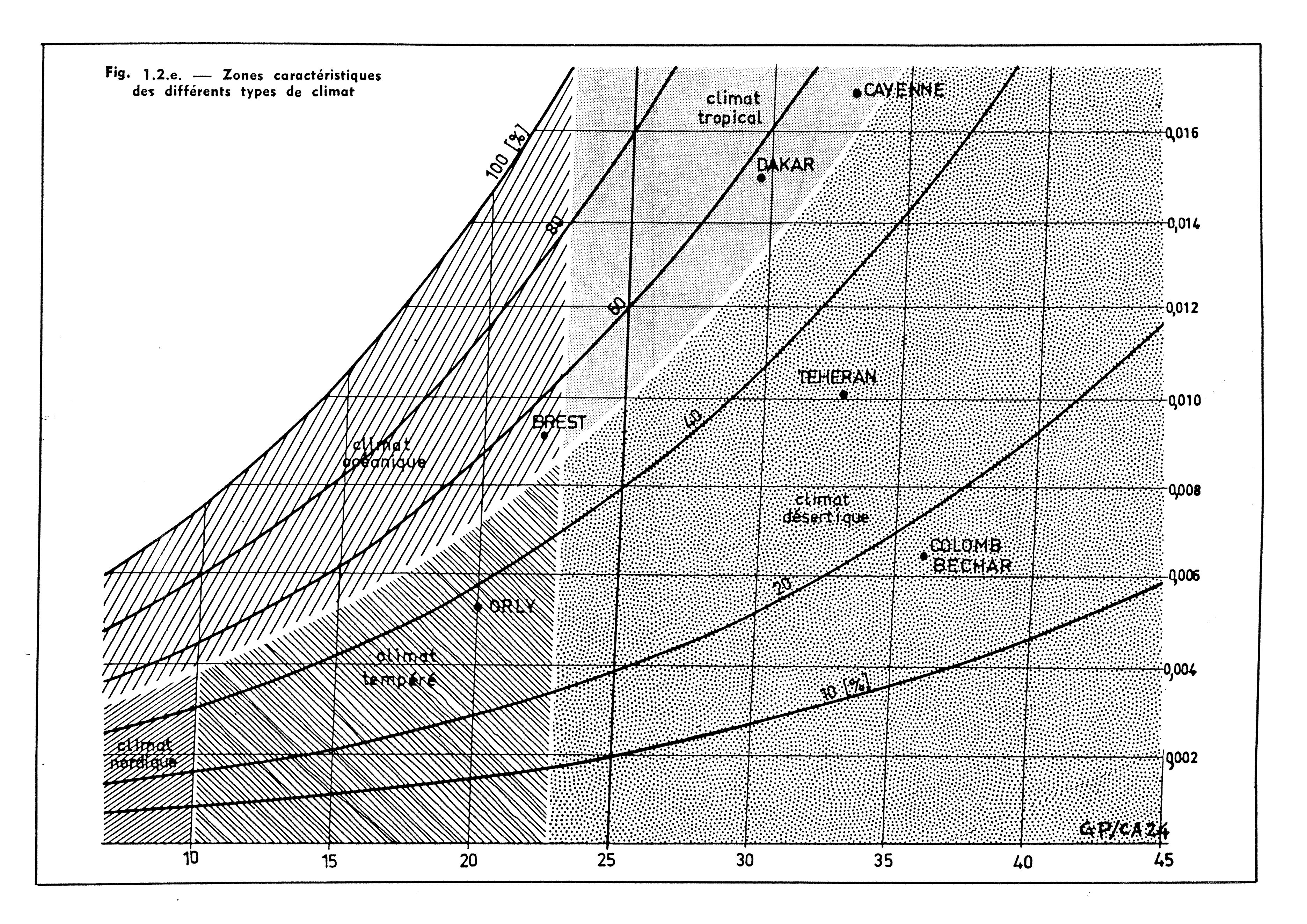


Fig. 1.2.e. — Zones caractéristiques des différents types de climat

1.2.2 - Variation en fonction du type de climat

En climatisation, on définit un type de climat par les caractéristiques suivantes :

— les valeurs maximales des températures sèche et humide
— les amplitudes des variations diurne et annuelle des températures sèche et humide
— les valeurs moyennes de ces températures.

Il est très arbitraire de classer d'une façon rigide les types de climat à considérer en vue de la climatisation des locaux. Mais si nous ne considérons que les facteurs essentiels, il semble que l'on puisse distinguer cinq types de climat :

— le climat tropical
— le climat océanique
— le climat tempéré
— le climat nordique
— le climat désertique.

a) Climat tropical

Ce type de climat est caractérisé par :

— une **température moyenne annuelle très élevée**

$$\theta_m > 25 \ [°C]$$

— un **degré hygrométrique et une teneur en humidité très élevés** :

$$\varphi_m > 50 \ [\%] \quad \text{et} \quad r > 15 \ [g/kg_{as}]$$

— de **faibles variations diurnes ou annuelles de la température.**

Ce type de climat se rencontre dans les régions côtières équatoriales ou tropicales.

Citons comme exemple le climat de Dakar, de Fort-de-France ou de Cayenne. Si nous portons sur un diagramme de l'air humide la température et le degré hygrométrique moyens annuels de ces régions, on obtient un ensemble de points représentatif du climat tropical **(fig. 1.2.e).**

b) Climat océanique

Ce type de climat est caractérisé par :

— une **température moyenne annuelle comprise entre 10 et 20 [°C]**

— un **degré hygrométrique et une teneur en humidité relativement élevés**

$$\varphi_m > 60 \% \quad \text{et} \quad r > 10 \ [g/kg_{as}]$$

— de **faibles variations de température** (inférieures à 5 degrés).

Ce type de climat se rencontre en France, et en particulier en Bretagne (climat de Brest).

c) Climat tempéré

Les caractéristiques de ce type de climat sont les suivantes :

— une **température moyenne annuelle modérée** et comprise entre 10 et 15 [°C]

— un **degré hygrométrique moyen compris entre 30 et 50 [%]**

— des **variations de température de l'ordre de 5 à 10 degrés.**

C'est le climat typique des latitudes moyennes dont l'exemple le plus caractéristique est celui de la région parisienne.

d) Climat nordique

Il est caractérisé par :

— une **température moyenne très basse** :

$$\theta_m < 10 \ [°C]$$

— un **degré hygrométrique moyen relativement faible** :

$$\varphi_m < 50 \%$$

— de **grandes variations de température** (10 à 20 degrés).

Un tel climat se rencontre dans les pays nordiques, en Sibérie ou dans le Nord de l'Amérique.

e) Climat désertique

Ce type de climat est caractérisé par :

— une **température moyenne annuelle très élevée** :

$$\theta_m > 25 \ [°C]$$

— un **degré hygrométrique et une teneur en humidité très faibles** :

$$\varphi_m < 45 \%$$

— de **très grandes variations de température diurne et annuelle** (40 à 50 degrés).

C'est en particulier le climat des régions désertiques (Sahara, Iran, etc...).

La **figure 1.2.e** rassemble, sur le diagramme de l'air humide, les zones caractéristiques de ces climats.

1.3 - LE RAYONNEMENT SOLAIRE

1.3.1 - Rayonnement solaire extra-terrestre

Le rayonnement solaire extra-terrestre correspond à l'émission énergétique d'un corps noir à une température comprise entre 6 000 et 7 000 [K].

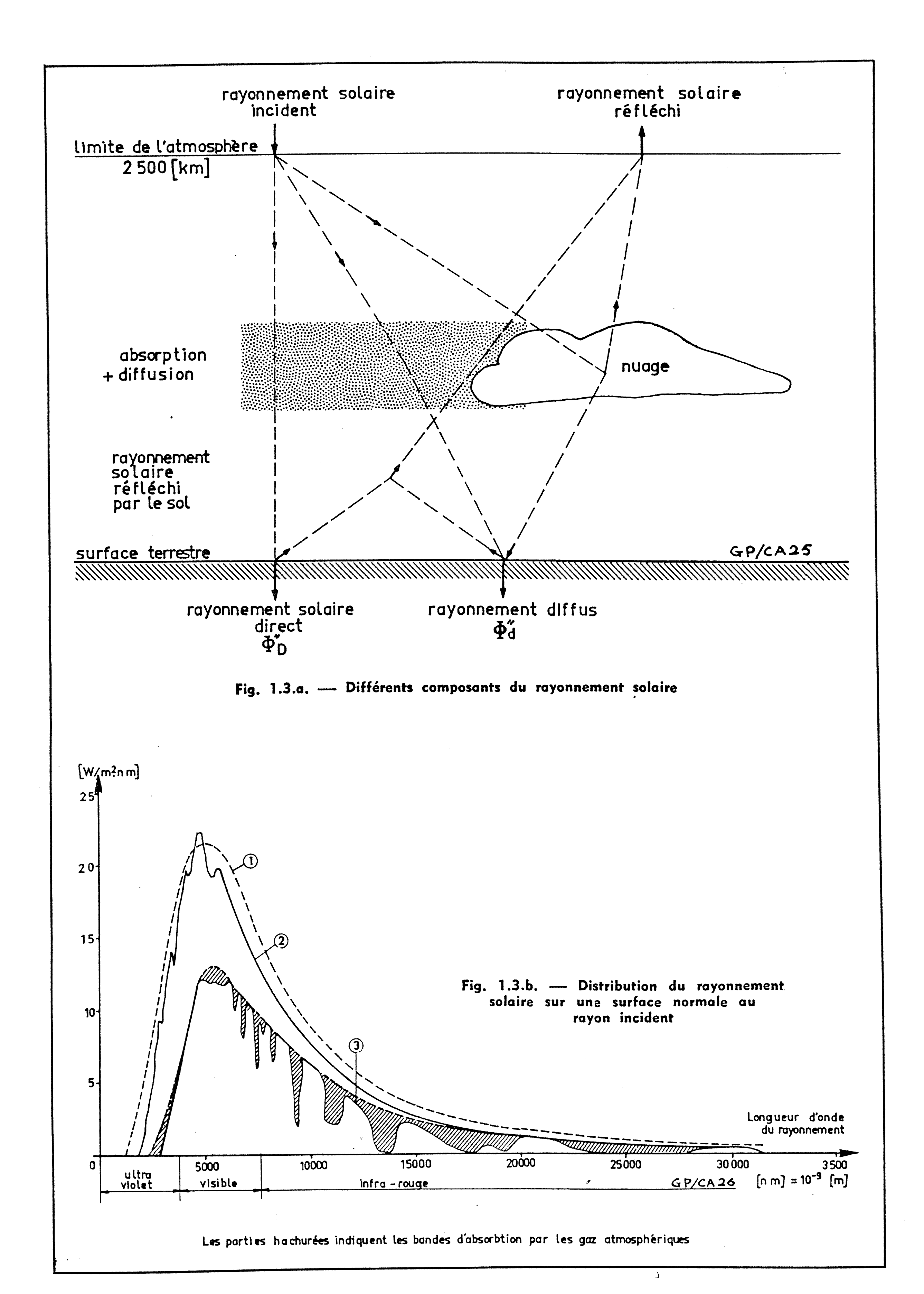


Fig. 1.3.a. — Différents composants du rayonnement solaire

Fig. 1.3.b. — Distribution du rayonnement solaire sur une surface normale au rayon incident

Les parties hachurées indiquent les bandes d'absorbtion par les gaz atmosphériques

Quel que soit son état, tout corps élevé à une certaine température émet de l'énergie rayonnante sous forme d'ondes électromagnétiques (thermorayonnance). Cette énergie rayonnante provient de l'énergie d'agitation thermique des particules de la matière constituant le corps (atomes, ions, molécules).

On appelle « corps noir » *un corps susceptible d'émettre pour une température donnée une* énergie rayonnante maximale *dans toutes les directions de l'espace et pour toutes les longueurs d'ondes électromagnétiques.*

La valeur de cette énergie rayonnante maximale est donnée par la loi de STEFAN-BOLTZMANN en fonction de la température du corps noir :

$$\Phi'' = 5{,}7 \cdot 10^{-8}\, T^4 \; [W/m^2]$$

Φ'' : *émission énergétique du corps noir. Elle s'exprime en watts par mètre carré.*

T *température du corps noir en kelvin* [K].

On rappelle que :

$$T = \theta + 273$$
$$[K] \quad [°C]$$

Les corps usuels ne sont pas des corps noirs. Leur émissivité est inférieure à la valeur théorique donnée par la formule de STEFAN-BOLTZMANN. On les appelle des « corps gris ».

Les corps gris ont une énergie rayonnante qui est donnée par la relation :

$$\Phi''_r = e \cdot 5{,}7 \cdot 10^{-8}\, T^4$$

dans laquelle e a une valeur inférieure à 1 :

$$e < 1$$

L'émission énergétique du soleil, en dehors de l'atmosphère terrestre, vaut :

$$\Phi''_\infty = 1400 \; [W/m^2]$$

Cette valeur, qui ne dépend que de la température moyenne du soleil, est appelée la **constante solaire.**

1.3.2 - Rayonnement solaire dans l'atmosphère

Le rayonnement solaire dans l'atmosphère résulte des transformations que subit le rayonnement solaire extra-terrestre par suite des absorbtions successives dues à notre atmosphère.

Dans **l'atmosphère supérieure** au-dessus de 80 [km] l'oxygène atomique absorbe la plus grande partie de l'émission énergétique dans les très courtes longueurs d'onde $(\lambda < 90 \cdot 10^{-9} [m])$. Puis, l'oxygène moléculaire réduit encore cette énergie rayonnante dans les courtes longueurs d'onde

$$(90 \cdot 10^{-9} < \lambda < 175 \cdot 10^{-9} [m])$$

Dans **l'atmosphère inférieure,** les effets d'absorbtion sont dus :

— à l'ozone, au gaz carbonique et à la vapeur d'eau
— à la diffusion de cette énergie rayonnante par les molécules d'air
— à l'effet d'écran provoqué par les particules solides ou liquides en suspension dans l'air atmosphérique.

De sorte que l'on peut considérer que le **rayonnement solaire global** Φ'' reçu enfin par une surface au niveau du sol est composé :

- **du rayonnement solaire direct** Φ''_D provenant directement du soleil après de nombreuses absorbtions successives
- **du rayonnement solaire diffus** Φ''_d provenant de l'hémisphère céleste et dirigé vers le sol
- **du rayonnement réfléchi par l'environnement** Φ''_r, c'est-à-dire réfléchi par les bâtiments et les obstacles environnants.

On a la relation :

$$\Phi'' = \Phi''_D + \Phi''_d + \Phi''_r \quad [W/m^2]$$

Le rayonnement solaire global reçu par le sol se situe essentiellement dans les longueurs d'onde comprises entre $300 \cdot 10^{-9}$ et $2\,400 \cdot 10^{-9}$ [m].

La **figure 1.3.a** représente schématiquement les diverses composantes du rayonnement solaire.

1.3.3 - Rayonnement solaire direct

Le rayonnement solaire direct (ou flux solaire direct) a une action prépondérante sur les apports calorifiques dans les locaux. Il y a lieu d'en faire une étude détaillée.

Ce flux solaire direct a subi, avant d'atteindre la surface terrestre, des effets d'atténuation dus essentiellement :

— à une absorbtion sélective par certains constituants fixes de l'atmosphère (ozone, oxygène, gaz carbonique, etc...)
— une atténuation résultant de la diffusion par les molécules de l'air
— une absorbtion provoquée par les particules solides (poussières) ou liquides (nuages, brouillard) en suspension dans l'air.

a) Atténuation due aux constituants fixes de l'atmosphère

La **figure 1.3.b** permet de nous rendre compte dans quelles bandes de longueur d'onde les différents constituants gazeux atmosphériques agissent.

La courbe (1) représente la distribution du rayonnement du soleil considéré comme un corps noir à 6 500 [K] en fonction des longueurs d'onde de la thermorayonnance.

On remarque que la plus grande énergie rayonnée par le soleil est située dans le spectre visible (400 à 800.10^{-9} [m]).

La courbe ② correspond au rayonnement solaire à la limite supérieure de l'atmosphère. La courbe ③ correspond au rayonnement solaire direct au niveau du sol, les parties hachurées indiquant l'absorption d'énergie rayonnée par les gaz atmosphériques.

b) Influence de la hauteur du soleil au-dessus de l'horizon

Suivant la hauteur du soleil au-dessus de l'horizon, la longueur du trajet du rayonnement solaire incident à travers l'atmosphère peut varier dans des proportions non négligeables **(fig. 1.3.c).**

On a la relation :

$$\ell = \frac{d}{\cos Z} = \frac{d}{\sin h}$$

ℓ : épaisseur d'air traversée par le flux solaire direct

h : hauteur du soleil au-dessus de l'horizon

Z : distance zénithale

d : épaisseur moyenne de l'atmosphère

h ou Z dépend :

- de l'heure, du jour et du mois
- de la latitude du lieu considéré.

Le calcul et l'expérience montrent que le flux Φ''_D peut s'exprimer par la relation :

$$\Phi''_D = 1400 \cdot \frac{R_m^2}{R} \cdot t^{km}$$

$[W/m^2]$

R_m : distance moyenne de la terre au soleil

R : distance réelle de la terre au soleil à une date déterminée

k : facteur d'absorbtion dû aux constituants fixes d'une atmosphère **pure** et **sèche**

m : épaisseur d'air équivalente traversée par le flux solaire direct :

$$m = \frac{\ell}{d}$$

t : facteur de trouble.

c) Facteur de trouble

Le facteur de trouble dépend :

- des **conditions météorologiques** (teneur en vapeur d'eau de l'atmosphère, nébulosité, précipitations, etc...)
- de la teneur en aérosols de l'atmosphère (particules solides ou liquides en suspension).

L'observation montre que l'on peut adopter deux séries de valeur du facteur de trouble :

- les **valeurs optimales** ou moyennes calculées sur la base d'observations portant sur les 25 dernières années
- les **valeurs minimales** observées au cours des meilleures conditions de transparence atmosphérique.

REMARQUES :

1) Des valeurs optimales comprises entre 4,7 et 5 sont normalement atteintes en été. En hiver, ces valeurs sont plus faibles par suite de la faible hauteur du soleil et au-dessus de l'horizon.

2) Le facteur de trouble augmente au cours d'une journée par suite de l'accroissement des aérosols (pollution atmosphérique) et de la quantité de vapeur d'eau (évaporation).

A partir de ces deux séries de facteurs de trouble, on peut donc déterminer les valeurs du flux solaire direct. Leurs variations saisonnières sont représentées par le diagramme de la **figure 1.3.d** pour les conditions de trouble optimales et minimales. Ces valeurs correspondent à une latitude Nord de 50° et pour une surface réceptrice normale au flux incident.

Pour les calculs de climatisation, on se référera toujours aux **valeurs maximales** du flux solaire direct, c'est-à-dire celles correspondant aux conditions de trouble minimales.

1.3.4 - Rayonnement solaire diffus

Le rayonnement solaire diffus correspond, pour sa

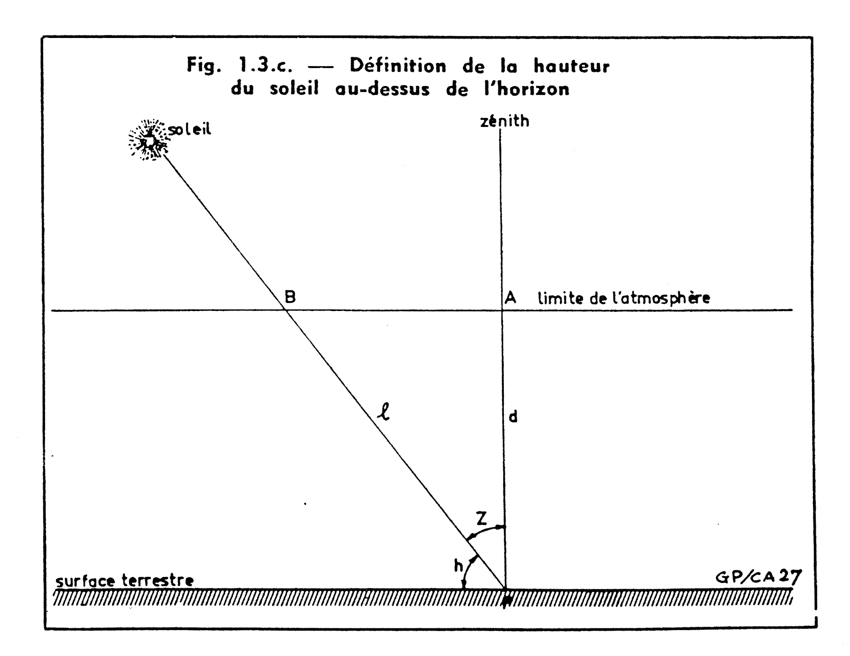


Fig. 1.3.c. — Définition de la hauteur du soleil au-dessus de l'horizon

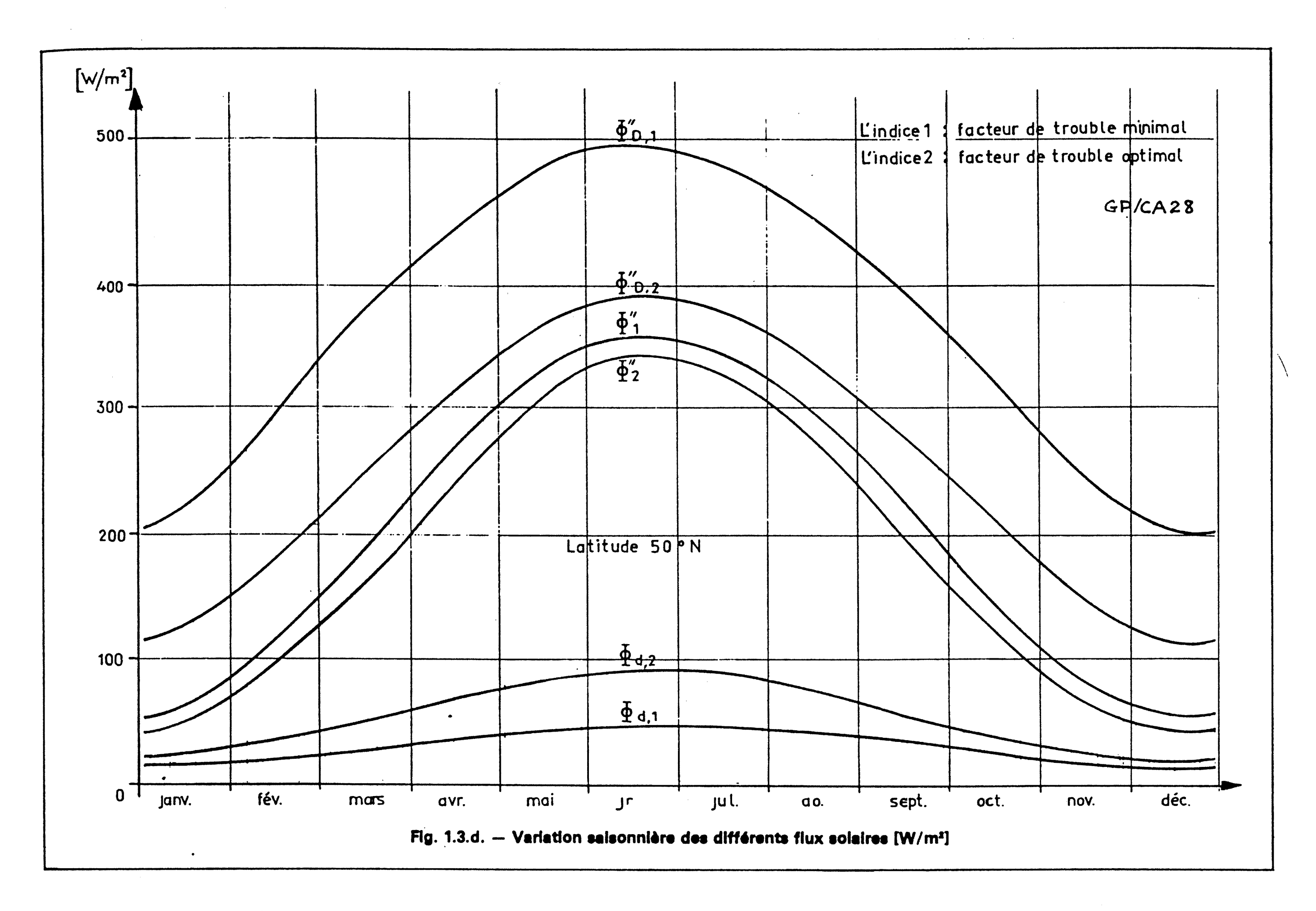


Fig. 1.3.d. — Variation saisonnière des différents flux solaires [W/m²]

plus grande partie, à la perte d'énergie subie par le rayonnement solaire direct sous l'effet du phénomène de diffusion moléculaire au cours de la traversée de l'atmosphère.

Cette diffusion est due essentiellement :

— aux molécules d'air (O_2 et N_2)
— à la présence de vapeur d'eau (brume, brouillard)
— à la présence de gouttelettes en suspension dans l'atmosphère (nuages)
— aux aérosols présents dans l'atmosphère.

Par conséquent, le facteur de trouble va influencer directement le rayonnement solaire diffus.

L'étude du rayonnement solaire diffus est très délicate. Elle fait appel aux théories très complexes de la diffusion de la lumière dans les milieux gazeux hétérogènes.

Nous représentons à la **fig. 1.3.d** les résultats des travaux communiqués à l'Institut Royal Météorologique de Bruxelles et concernant les variations du flux solaire diffus pour les deux séries de valeur du facteur de trouble.

1.3.5 - Rayonnement solaire réfléchi

Le rayonnement solaire réfléchi dépend essentiellement :

- des **obstacles** situés dans l'environnement immédiat de la surface susceptible de recevoir ce flux
- du **pouvoir réfléchissant** de l'ensemble de ces obstacles
- de **l'exposition** et de **l'orientation** des surfaces recevant ce flux.

Nous donnerons une méthode de calcul simplifiée de ce flux réfléchi dans l'étude des apports calorifiques (cinquième partie).

1.3.6 - Rayonnement solaire global

Le rayonnement solaire global atteignant une surface horizontale est la somme :

— du rayonnement solaire direct
— du rayonnement solaire diffus
— du rayonnement solaire réfléchi par l'environnement.

Etant donné que le flux réfléchi dépend essentiellement de l'aménagement du site environnant, nous considérerons que le flux global solaire est uniquement égal à la somme des flux directs et diffus :

$$\Phi'' = \Phi''_D + \Phi''_d$$

Les variations saisonnières de ce flux global sont représentées à la **fig. 1.3.d**, à une latitude de 50 degrés Nord et pour les deux valeurs du facteur de trouble.

Fig. 2.1.a. — Nature et dimensions moyennes des divers polluants de l'atmosphère

II - Les facteurs chimiques et biologiques

Les facteurs chimiques et biologiques susceptibles d'avoir une influence directe ou indirecte, immédiate ou à terme sur notre environnement intérieur sont le résultat de la **pollution atmosphérique** de l'air extérieur.

Les polluants de l'air peuvent globalement se répartir en trois groupes :

— les **particules liquides ou solides** en suspension dans l'air. On les appelle **aérosols**
— les **microorganismes** tels que les bactéries, les virus, les pollens, etc...
— les **gaz ou vapeurs** en diffusion dans l'air.

La nocivité d'un polluant dépend de sa **nature** et de ses **dimensions.**

La nature des divers polluants présents dans l'air extérieur ainsi que l'échelle de leurs dimensions sont données par la **figure 2.1.a.** Sur la même figure on a représenté l'ensemble des polluants qui peuvent être décelés à l'œil nu et tous ceux dont l'observation nécessite un microscope optique ou un microscope électronique.

Le contrôle de notre environnement intérieur aura tout particulièrement comme objet d'éliminer les aérosols et les impuretés gazeuses présentes soit dans l'air introduit depuis l'extérieur, soit dans l'air ambiant recyclé dans le système de climatisation.

Ce sera l'objet de la sixième partie de notre étude : **le contrôle de la pureté de l'air.**

2.1. - LES AÉROSOLS

On appelle aérosols les particules solides ou liquides en suspension dans l'air.

2.1.1. - Origine

Les aérosols extérieurs peuvent avoir les origines suivantes :

Origine naturelle

Eruptions volcaniques, vents de sable, embruns marins, brume, brouillard, microorganismes.

Origine urbaine

Les grands centres urbains contribuent d'une façon considérable à la formation d'aérosols dans l'atmosphère. Les deux sources principales de polluants sont :

- une **combustion imparfaite** dans les foyers domestiques ou collectifs qui rejette dans l'atmosphère des cendres volantes, des imbrûlés solides (fumerons ou suies), des vésicules (vapeur d'eau condensée résultant de la combustion), etc...
- le **développement des transports** : véhicules automobiles, avions.

Origine industrielle

Un grand nombre d'industries rejettent dans l'atmosphère des poussières qui résultent de certains processus de fabrication. Citons en particulier :

- les centrales thermiques et les grandes chaufferies centrales
- l'industrie métallurgique (sidérurgie et fonderies)
- les cimenteries
- les raffineries
- les industries alimentaires
- etc...

En France, le pourcentage moyen d'aérosols émis par ces différentes sources peut être représenté par le graphique de la **figure 2.1.b.** Ce pourcentage varie localement selon la zone considérée (industrielle, urbaine ou rurale) et, en un même lieu, suivant l'heure, l'intensité et la direction du vent, les activités industrielles, la circulation, etc...

2.1.2 - Nature

Selon leur nature, les aérosols extérieurs peuvent se classer en deux groupes :

— les aérosols temporaires
— les aérosols permanents.

a) Aérosols temporaires

La présence d'aérosols temporaires est essentiellement due aux effets du vent. Ils sont constitués de particules solides ou liquides dont les dimensions s'échelonnent entre 1 [μ](1) et 1 [mm] suivant l'intensité du vent. Lorsque l'air devient calme, les particules supérieures à 10 [μ] retombent immédiatement ; celles inférieures à 10 [μ] peuvent subsister un certain temps dans l'atmosphère et constituer des aérosols permanents.

La nature des aérosols temporaires est très variée. Ils sont essentiellement constitués de tous les matériaux pulvérulents ou finement divisés que l'on peut rencontrer localement.

Le **tableau 2.1.1.** (page suivante) donne quelques exemples d'aérosols temporaires ainsi que leurs dimensions moyennes.

b) Aérosols permanents

Les aérosols permanents ont des dimensions qui varient de 0,001 à 5 [μ]. Ils ont une très faible vitesse de chute dans l'air, de sorte qu'ils subsistent dans l'atmosphère en permanence. Ils peuvent parfois s'agglomérer pour former des particules de 0,1 à 1 [μ].

(1) — On rappelle que $1\,[\mu] = 10^{-6}\,[m] = 10^{-3}\,[mm]$

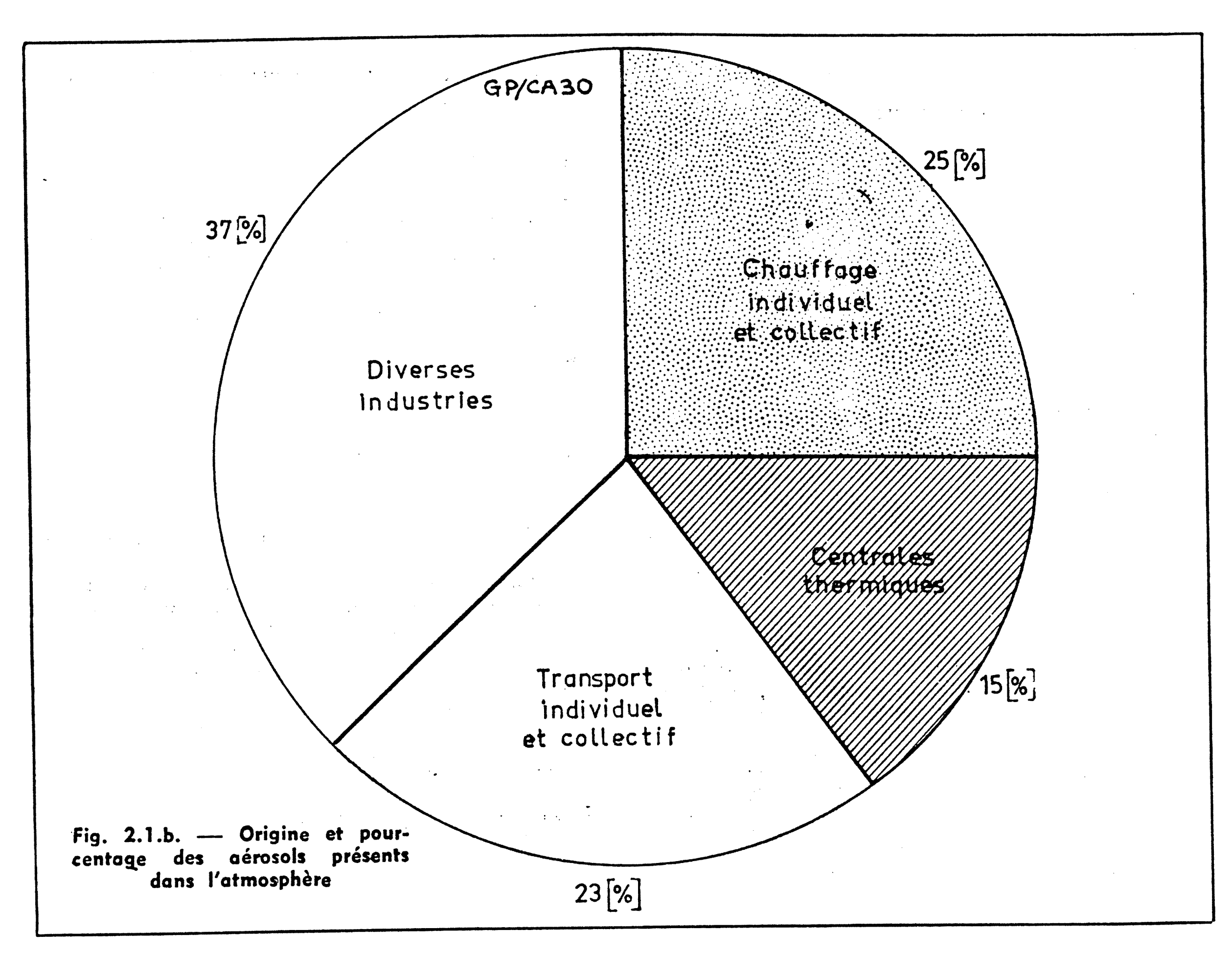


Fig. 2.1.b. — Origine et pourcentage des aérosols présents dans l'atmosphère

TABLEAU 2.1.I. – NATURE ET DIMENSIONS MOYENNES DES AEROSOLS TEMPORAIRES

ORIGINE	NATURE DE L'AEROSOL	DIMENSIONS MOYENNES [μ]
minérale	sable débris de roches, de briques, de béton engrais, limon poussières métalliques cendres volantes fumerons	> 100
végétale	pollen graines fibres végétales	< 100
animale	nsectes fibres de laine champignons bactéries virus	0,01 à 100
atmosphérique	pluie, neige brume brouillard	50 à 1 000
industrielle	poussières industrielles diverses	10 à 1 000

Le tableau 2.1.II classe les aérosols permanents en fonction de leur nature et de leurs dimensions moyennes.

TABLEAU 2.1.II — NATURE ET DIMENSIONS MOYENNES DES AEROSOLS PERMANENTS

ORIGINE	NATURE DE L'AEROSOL	DIMENSIONS MOYENNES [μ]
animale	virus bactéries	0,001 à 0,5 0,2 à 10
végétale	spores de champignon, levures pollen	1 à 100 5 à 50
minérale	fumerons, suies cendres volantes poussières de ciment, de roches, de silice	0,1 à 1 2 à 100 1 à 100
industrielle	poussières industrielles comprenant du carbone, des composés métalliques ou minéraux fumées de combustion	1 à 1 000 0,01 à 5

La nocivité de ces aérosols est fonction de leurs dimensions. Les plus dangereux pour l'organisme humain ont des dimensions qui se situent entre 0,5 et 10 [μ]. Ils pénètrent dans les voies respiratoires sans être arrêtés par les muqueuses.

Au-delà de 10 [μ], ils provoquent une gêne désagréable et ils peuvent avoir à long terme des incidences industrielles néfastes : salissures, corrosion, courts-circuits, etc...

2.1.3 - Concentration

La teneur de l'air extérieur en aérosols se mesure généralement en milligrammes par mètre cube d'air [mg/m³].

Cette concentration varie en fonction de l'heure, de la saison et des conditions atmosphériques locales.

Le **tableau 2.1.III** donne les concentrations en aérosols normalement atteintes dans certaintes zones.

La concentration moyenne normalement admise en climatisation est d'environ 0,35 [mg/m³]. Lorsque l'on considère que la concentration en aérosols dans la région parisienne peut atteindre 20 [mg/m³], on comprend l'inquiétude des Pouvoirs Publics et la nécessité impérative pour chacun de contrôler la pureté de l'air des locaux dans lesquels nous vivons.

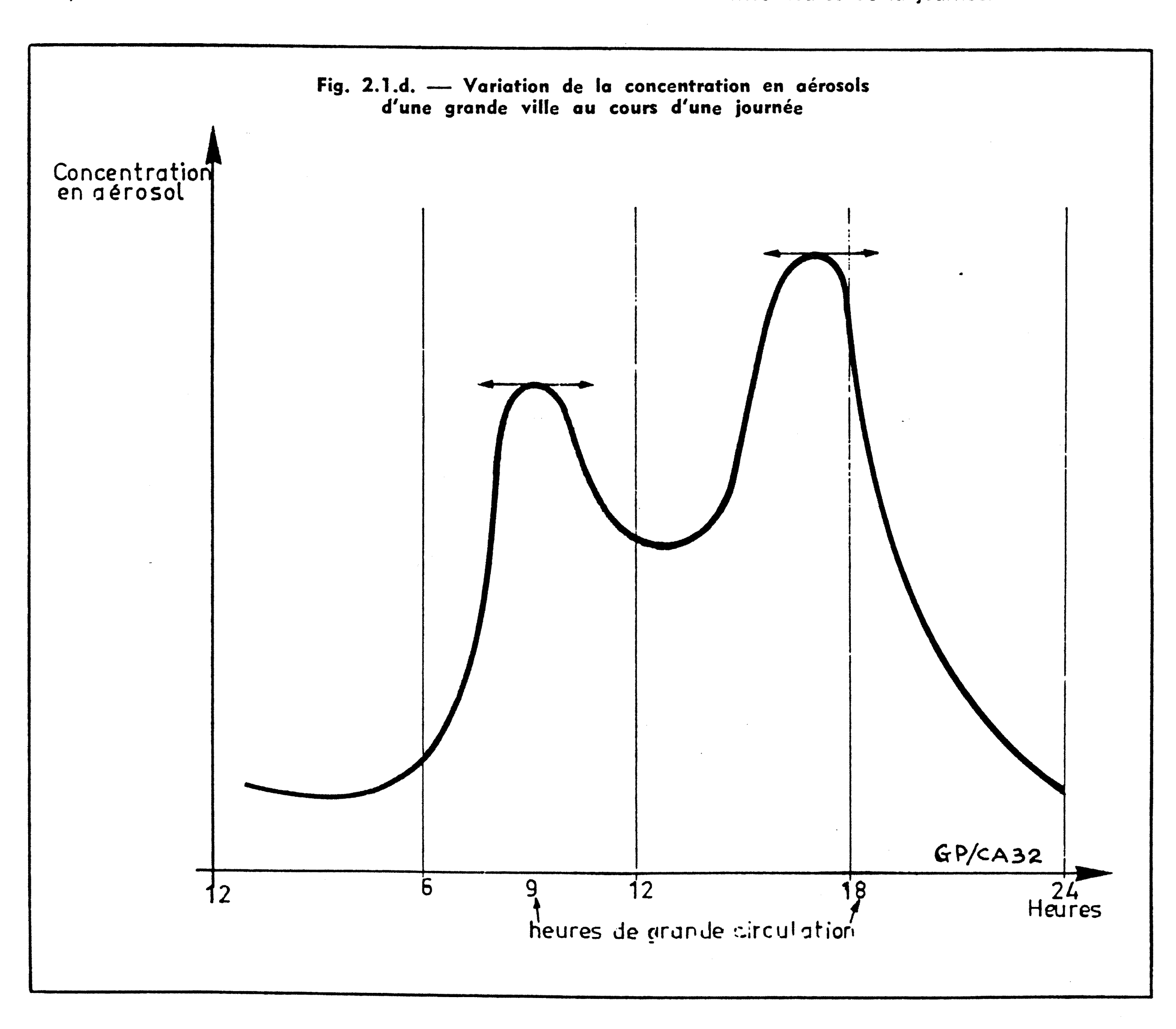
TYPE DE ZONE	CONCENTRATION EN AEROSOLS DE L'AIR EXTERIEUR
Zone rurale	0,05 à 0,5 [mg/m³]
Villes non industrielles	0,05 à 1 [mg/m³]
Grandes villes	0,1 à 5 [mg/m³]
Zone industrielle	0,5 à 10 [mg/m³]
Zone minière	10 à 1 000 [mg/m³]

TABLEAU 2.1.III

La **figure 2.1.c** schématise les concentrations en aérosols que l'on peut rencontrer normalement dans l'atmosphère de certaines zones rurales, urbaines ou industrielles.

La **figure 2.1.d** montre les variations de la concentration en impuretés d'une grande ville au cours des différentes heures de la journée.

Fig. 2.1.d. — Variation de la concentration en aérosols d'une grande ville au cours d'une journée



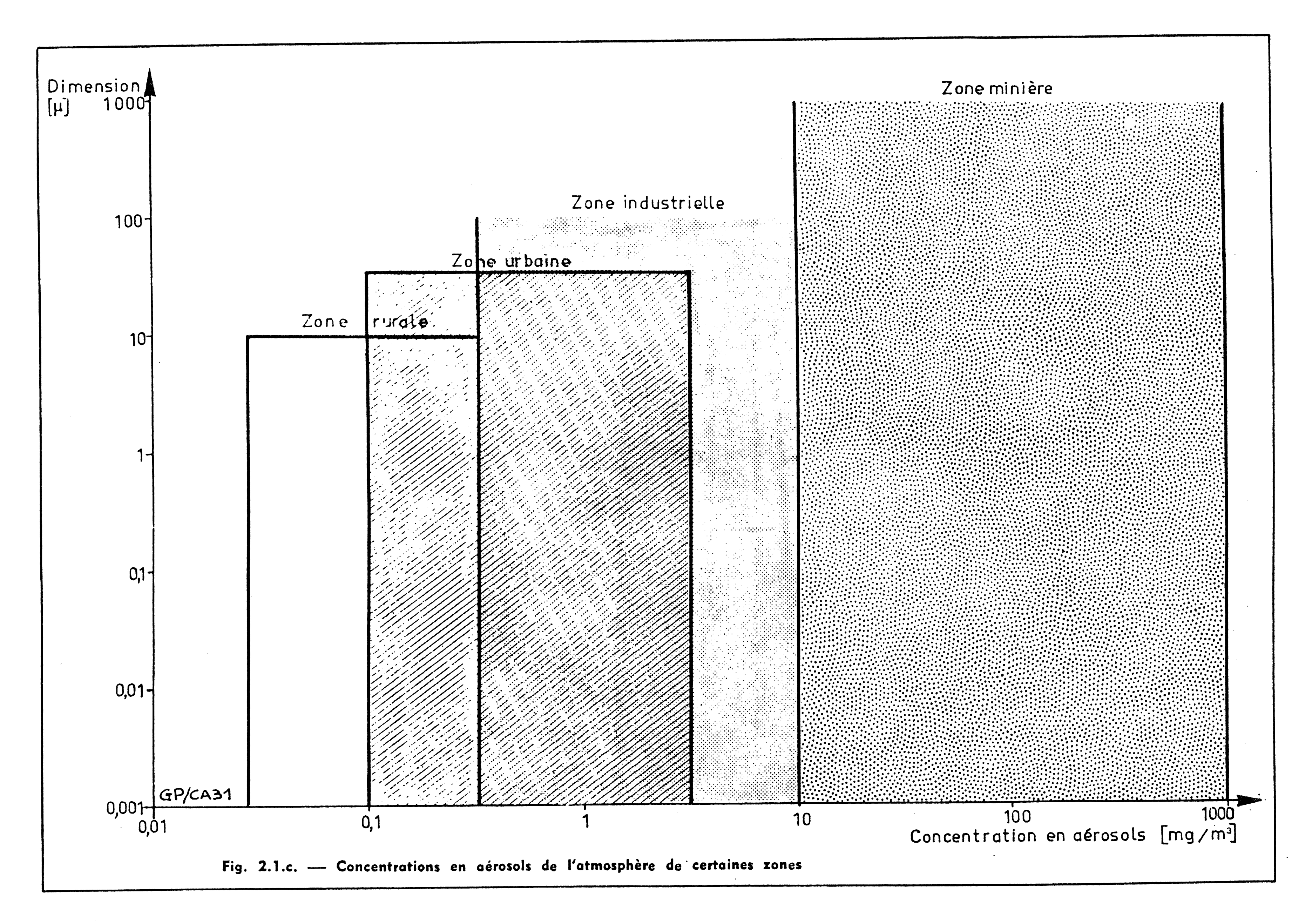


Fig. 2.1.c. — Concentrations en aérosols de l'atmosphère de certaines zones

2.2 - LES IMPURETÉS GAZEUSES

Les impuretés gazeuses présentes dans l'environnement extérieur ont essentiellement trois origines :

— la **combustion** dans les foyers domestiques ou industriels
— le **développement des transports** individuels et collectifs
— les **rejets dus à certains processus industriels.**

2.2.1. - Les produits de la combustion

Les combustibles, lorsqu'ils sont brûlés **complètement** dans un foyer, produisent essentiellement :

- de **l'anhydride carbonique** CO_2
- des **oxydes de soufre** tels que l'anhydride sulfureux SO_2 et, en très faible quantité, de l'anhydride sulfurique SO_3
- de la **vapeur d'eau.**

Seuls les oxydes de soufre peuvent être considérés comme des polluants gazeux.

Mais en réalité une combustion, **lorsqu'elle est complète, n'est jamais parfaite.** De sorte qu'il se produit, en plus des gaz précédents :

- de **l'oxyde de carbone CO** qui est extrêmement toxique et qui est caractérisé par une diffusion très rapide dans l'atmosphère
- des **oxydes d'azote :** NO et NO_2
- des **imbrûlés gazeux** tels que l'hydrogène et certains hydrocarbures lourds.

2.2.2 - Le développement des transports

Si nous envisageons aussi la combustion qui se produit dans les moteurs et les réacteurs, nous trouvons en outre, dans les gaz brûlés :

- de **l'oxyde de carbone**
- des **composés gazeux** à base de plomb, de chlore, de brome et parfois de phosphore.

L'importance des gaz polluants émis par ces différentes sources dépend :

— du type de combustible (charbon, fuel-oil, kérosène, etc...)
— du type de foyer (chaudière, moteur, réacteur)
— du réglage de la combustion
— de la puissance
— des conditions d'utilisation et d'entretien
— etc...

2.2.3. - Processus industriels

Un grand nombre d'industries rejettent dans l'atmosphère des effluents plus ou moins polluants. Toutefois, la pollution qu'ils entraînent est très localisée. Elle prend une importance considérable près de la source d'émission ; dans l'ensemble de l'espace, la concentration en effluents diminue considérablement.

Le **tableau 2.2.1** donne les principales sources de polluants gazeux d'origine industrielle ainsi que leurs effets immédiats ou à terme. Cette liste n'est pas limitative, chaque procédé industriel nouveau peut la rallonger et inscrire ainsi un nouveau polluant.

2.3 - DIFFUSION DES POLLUANTS DANS L'ENVIRONNEMENT EXTÉRIEUR

La diffusion des polluants dans l'atmosphère est fonction des facteurs de l'environnement extérieur.

Certains facteurs contribuent à diminuer cette diffusion, voire même à maintenir localement la concentration en polluants à un haut niveau. Ces facteurs sont essentiellement :

— la **topographie naturelle :** montagnes, vallées
— le **relief artificiel :** hauteur des immeubles, agglomération, etc...

D'autres facteurs au contraire accélèrent cette diffusion des polluants dans l'atmosphère et diminuent les fortes concentrations en aérosols les rendant ainsi tolérables. Ce sont :

2.3.1 - Les facteurs géographiques

- La **présence d'espaces verts** qui agissent comme épurateurs physico-biologiques de l'atmosphère.
- La **présence de lacs, de réservoirs, de cours d'eau** qui fixent certains aérosols et absorbent certains gaz polluants.

2.3.2 - Les facteurs climatiques

- La **direction et la vitesse du vent** horizontal au sol et en altitude. La **figure 2.3.a** montre la diminution de la concentration en aérosols et en impuretés gazeuses en fonction de la vitesse du vent horizontal.
- Le **gradient vertical de la température de l'air.**

Suivant les heures de la journée, la répartition verticale des températures est variable.

La **figure 2.3.b** montre le phénomène **d'inversion de la température.**

Normalement, la température de l'air extérieur doit décroître régulièrement en fonction de l'altitude. On dit qu'il y a inversion de la température lorsque la température **croît** avec l'altitude. Cette inversion se manifeste généralement au niveau du sol et jusqu'à une altitude de 200 [m] environ.

Elle est préjudiciable à la diffusion des impuretés dans l'atmosphère. En effet, l'air est plus chaud en altitude et la turbulence est nulle. Les impuretés stagneront au niveau du sol et leur diffusion dans l'atmosphère se fera très lentement.

NATURE	ORIGINE	TYPE D'INDUSTRIES	CONSEQUENCES ET EFFETS
Anhydride sulfureux SO_2 0,1 à 10 p.p.m. (1)	Combustion Fonderie Fabrication de la pâte à papier, du ciment	Centrales thermiques Métallurgie lourde Papeteries Cimenteries	Irritation des voies respiratoires et des muqueuses.
Oxyde de carbone CO 25 à 300 p.p.m.	Traitement des minerais Hauts-fourneaux	Métallurgie lourde (acier et aluminium)	Réduction du taux d'oxygénation du sang. Asphyxie.
Aldéhydes 0,1 à 0,5 p.p.m.	Décomposition des graisses, des huiles, du glycérol	Industries alimentaires	Odeur désagréable et irritante. Suffocation pouvant conduire à un état de choc.
Vapeurs d'arsénic	Electrolyse, gravure, soudure, Teinturerie	Industries de transformation Industries textiles	Lésion des cellules rouges du sang.
Vapeurs de chlore 0,01 à 0,1 p.p.m.	Bains d'électrolyse Traitement des tissus Sous-produits de synthèse	Industrie métallurgique Industrie textile Industries chimiques	Lésion des muqueuses. Extrêmement corrosif.
Acide cyanhydrique	Electrolyse Hauts-fourneaux Teintureries	Métallurgie Industrie textile	Lésion des cellules nerveuses.
Acide fluorhydrique	Catalyseur dans le raffinage du pétrole Fabrication électrolytique de l'aluminium Fabrication du verre	Raffineries Métallurgie Industrie textile	Irritation puis lésion des tissus organiques et végétaux.
Hydrogène sulfuré 0,005 à 0,1 p.p.m.	Gaz de raffinerie Processus chimiques utilisant des composés sulfurés Fabrication de la cellophane	Sous-produit du raffinage des pétroles Industries chimiques	Odeur désagréable. Irritation des muqueuses des yeux et des poumons. Détérioration des façades d'habitation.
Oxydes d'azote 0,05 à 0,5 p.p.m.	Combustion à haute température Epuration des métaux Fabrication des engrais, des explosifs, de l'acide nitrique, de l'acide sulfurique	Métallurgie Industrie chimique lourde	Irritation des poumons. Détérioration de la végétation.
Phosgène	Procédés de dégraissage Fabrication des colorants, de certains produits pharmaceutiques	Métallurgie Industrie chimique, textile et pharmaceutique	Lésions pouvant amener un œdème du poumon.
Gaz odoriférants	Abattoirs Tanneries Conserveries Brasseries Textiles artificiels Produits synthétiques	Industries alimentaires Industries textiles, etc...	Odeurs désagréables.

(1) On rappelle que 1 p.p.m. correspond à 10^{-6} [kg] de polluant par kilogramme d'air extérieur.

TABLEAU 2.2.I — PRINCIPAUX POLLUANTS GAZEUX D'ORIGINE INDUSTRIELLE (nature, échelle des concentrations dans l'atmosphère, effets).

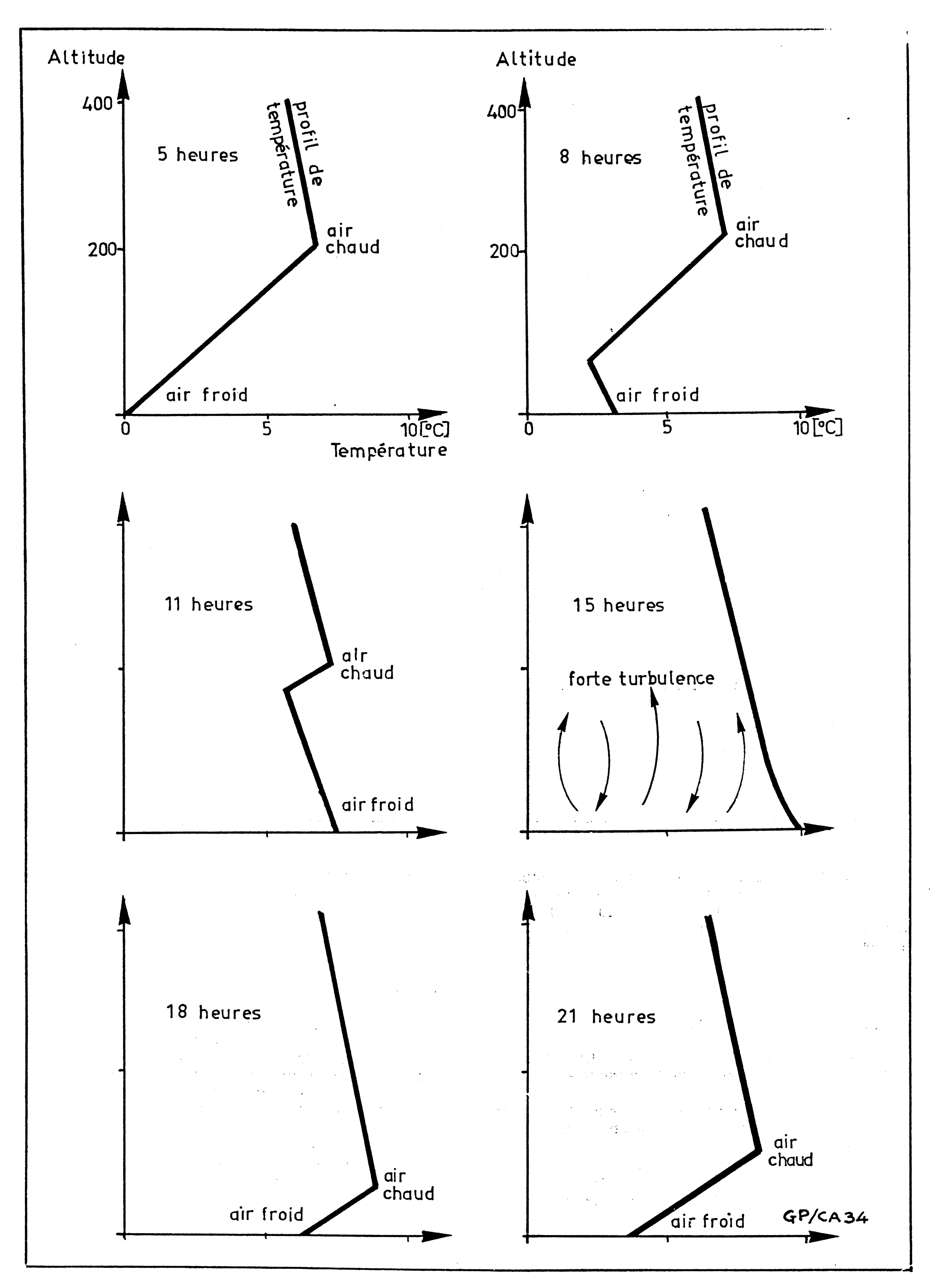


Fig. 2.3.b. — Phénomène d'inversion de la température au niveau du sol.

A 5 h : la pollution est généralement faible — à 8 h : la pollution croît au niveau du sol — à 11 h : la pollution est maximale — à 15 h : la turbulence diffuse les impuretés, la pollution est minimale — à 18 h : la pollution est maximale — à 21 h : la pollution est faible malgré l'inversion de la température.

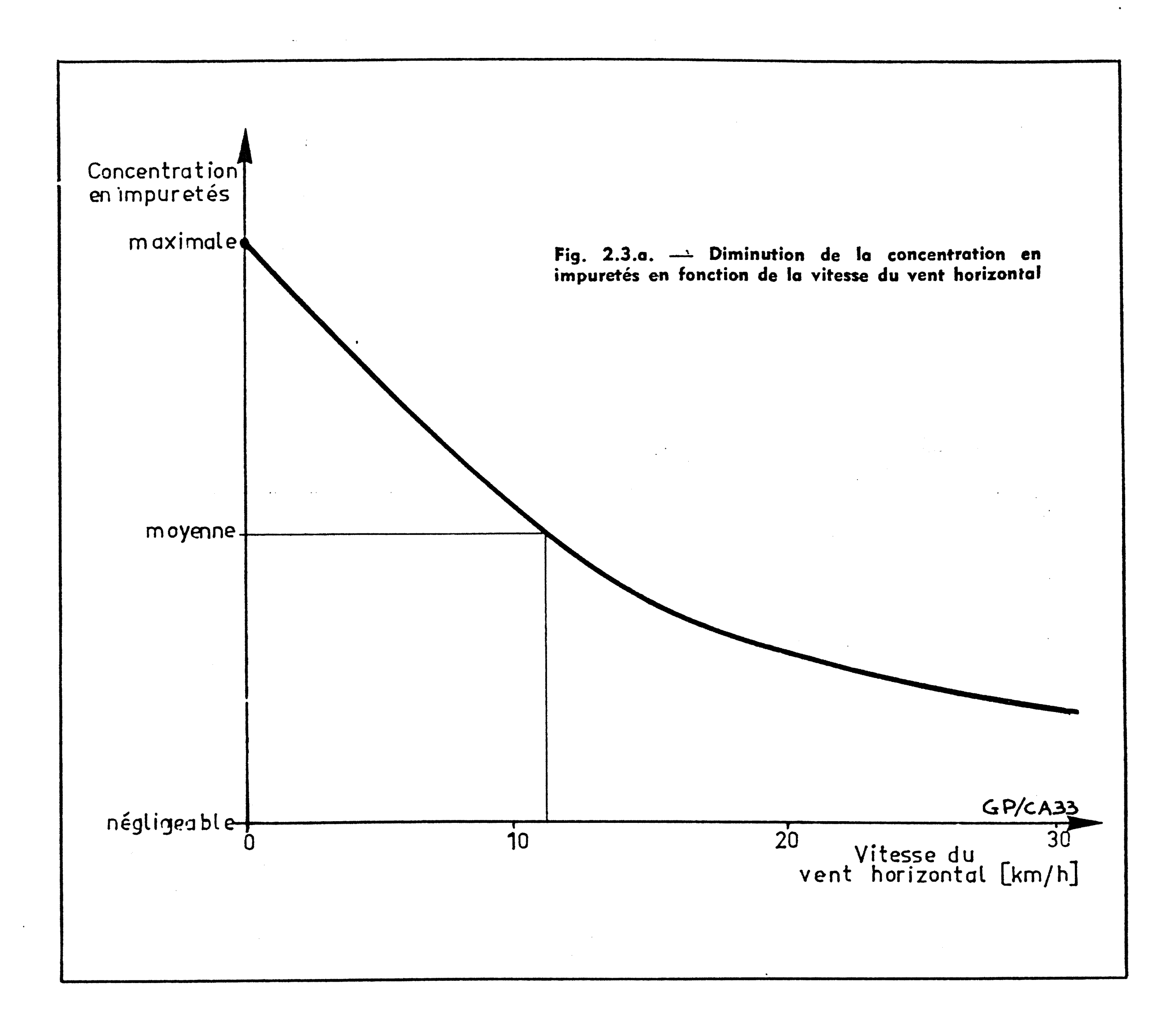


Fig. 2.3.a. — Diminution de la concentration en impuretés en fonction de la vitesse du vent horizontal

La **fig. 2.3.b** montre que la concentration en impuretés au niveau du sol est maximale vers 18 heures. A 15 heures, la turbulence est telle que la diffusion des impuretés se fait rapidement ; la concentration en aérosols est minimale.

Les précipitations atmosphériques

Les précipitations ont une double action dans la diffusion des impuretés dans l'atmosphère :

— elles agissent comme un « laveur d'air » en entraînant les impuretés solides, liquides et gazeuses

— elles créent une forte turbulence dans les basses couches de l'atmosphère, ce qui a pour effet de diffuser rapidement les impuretés qu'elles n'auraient pas entraînées.

CONCLUSION :

L'étude que nous venons de faire des dimensions, de la concentration et des effets physiologiques des diverses impuretés contenues dans l'air atmosphérique est d'une importance fondamentale pour le choix des procédés de climatisation et de contrôle de notre environnement intérieur.

Nous reprendrons ces données générales lorsque nous envisagerons les différents procédés de traitement de l'air en vue du contrôle de la pureté de l'air et de l'élimination des odeurs.

III - Les conditions extérieures de base

L'étude des facteurs climatiques, chimiques et biologiques va nous permettre de fixer les **conditions extérieures de base.**

On appelle conditions extérieures de base les valeurs extrêmes de la température, de l'humidité, du flux solaire et des concentrations en aérosols à considérer pour le calcul des installations de climatisation.

Nous ne considérerons dans ce paragraphe que **les conditions de température et d'humidité de l'air extérieur.** Les valeurs du flux solaire qui ne dépendent pratiquement que de la latitude seront données dans la cinquième partie, à l'occasion de l'étude des échanges thermiques dans les bâtiments.

Les valeurs de base des concentrations en aérosols ont été examinées à la page 49.

3.1 - TEMPÉRATURE SÈCHE EXTÉRIEURE DE BASE

3.1.1 - Conditions de base en hiver

Les températures extérieures de base à considérer en hiver sont fixées par le Document Technique Unifié (D.T.U.) intitulé « Règles de calcul des caractéristiques thermiques utiles des parois de construction et des déperditions de base des bâtiments ».

La température extérieure de base se détermine à partir de la température de base au niveau de la mer $\theta_{e,o}$ donnée par la **figure 3.1.a.**

Pour tenir compte de l'altitude de la localité considérée, on se reporte ensuite au **tableau 3.1.I** donnant la **température extérieure de base réelle** θ_e .

REMARQUES :

1) Dans le cas de versants ensoleillés, orientés Sud, on ne prendra jamais de températures de base inférieures à — 25 [°C]

TABLEAU 3.1.I : TEMPERATURES EXTERIEURES DE BASE REELLES θ_e EN FONCTION DE L'ALTITUDE

Altitude Z [m]	TEMPERATURES DE BASE AU NIVEAU DE LA MER $\theta_{e,o}$ [°C]										
	— 2	— 3	— 4	— 5	— 6	— 7	— 8	— 9	— 10	— 12	— 15
0 à 200	— 2	— 3	— 4	— 5	— 6	— 7	— 8	— 9	— 10	— 12	— 15
201 à 400	— 3	— 4	— 5	— 6	— 7	— 8	— 9	— 10	— 11	— 13	— 15
401 à 500	— 4	— 5	— 6	— 7	— 8	— 9	— 10	— 11	— 12	— 14	— 16
501 à 600	— 4	— 5	— 6	— 7	— 9		— 11	— 11	— 13	— 15	— 17
601 à 700	— 5	— 6	— 7	— 8	— 10		— 12	— 12	— 14	— 16	— 18
701 à 800	— 5		— 7	— 8	— 11		— 13		— 15	— 17	— 19
801 à 900	— 6		— 8	— 9	— 12		— 14		— 16	— 18	— 20
901 à 1 000	— 6		— 8	— 9	— 13		— 15		— 17	— 19	— 21
1 001 à 1 100	— 7		— 9	— 10	— 14		— 16		— 18	— 20	— 22
1 101 à 1 200	— 7		— 9	— 10	— 14		— 17		— 19	— 21	— 23
1 201 à 1 300	— 8		— 10	— 11	— 15		— 18		— 20	— 22	— 24
1 301 à 1 400	— 8		— 10	— 11	— 15		— 19		— 21	— 23	— 25
1 401 à 1 500	— 9		— 11	— 12	— 16		— 19		— 22	— 24	— 25
1 501 à 1 600	— 9			— 12			— 20		— 23		
1 601 à 1 700	— 10			— 13			— 20		— 24		
1 701 à 1 800	— 10			— 13			— 21		— 25		
1 801 à 1 900	— 11			— 14			— 21		— 26		
1 901 à 2 000	— 12			— 14			— 22		— 27		
2 001 à 2 100	— 12			— 15			— 22		— 28		
2 101 à 2 200	— 12			— 15			— 23		— 29		
2 201 à 2 400	— 13			— 16			— 23		— 30		
2 401 à 2 600	— 14			— 17			— 24		— 30		
2 601 à 2 800	— 15			— 18			— 24		— 30		
2 801 à 3 000				— 19			— 25		— 30		
plus de 3 000				— 20			— 25		— 30		

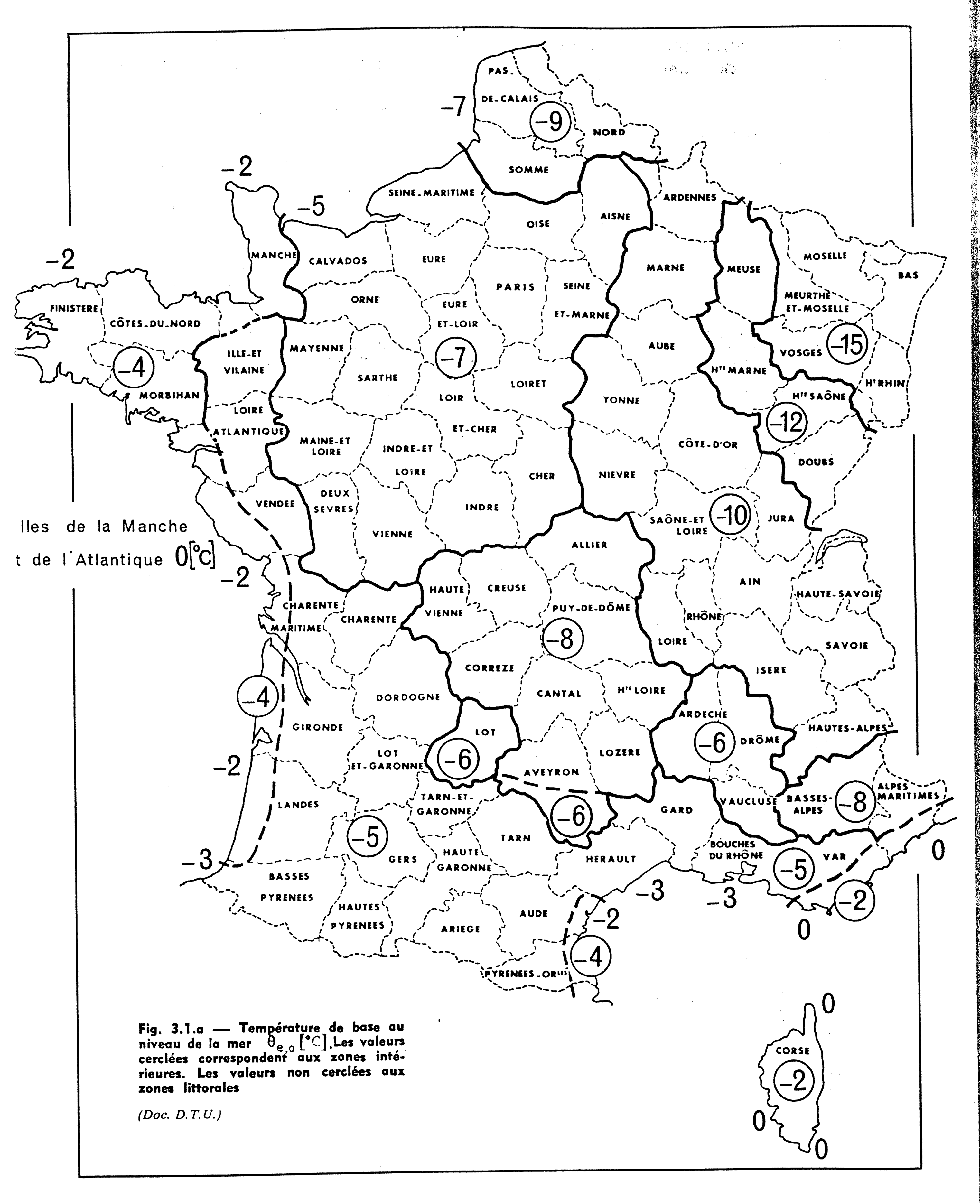


Fig. 3.1.a — **Température de base au niveau de la mer $\theta_{e,0}$ [°C]. Les valeurs cerclées correspondent aux zones intérieures. Les valeurs non cerclées aux zones littorales**

(Doc. D.T.U.)

2) Dans l'agglomération parisienne (Paris et communes groupées), la température extérieure de base réelle sera égale à — 5 [°C]

3) Pour les îles de la Manche et de l'Atlantique, on prendra

$$\theta_{e,o} = 0\,[°C]$$

EXEMPLES :

Soit à choisir la température extérieure de base réelle dans les cas suivants :

1) Magasins à Châlons-sur-Marne (Marne)

Altitude $Z = 100\,[m]$

$$\theta_{e,o} = -10\,[°C]$$

Le **tableau 3.1.I** donne directement

$$\theta_e = -10\,[°C]$$

2) Locaux d'habitation à Megève (Haute-Savoie)

Altitude $Z = 1113\,[m]$

$$\theta_{e,o} = -10\,[°C]$$

$$\theta_e = -19\,[°C]$$

3) Usine à Toulon (Var)

Altitude $Z = 100\,[m]$

$$\theta_{e,o} = -2\,[°C]$$

$$\theta_e = -2\,[°C]$$

3.1.2 - Conditions de base en été

Pour déterminer les températures de base en été, on utilise les **moyennes mensuelles** des températures maximales relevées à 13 heures par les services de la Météorologie pendant les mois de juillet et août. En effet, il ne serait pas logique d'adopter, comme valeurs de base, les valeurs extrêmes des températures extérieures relevées en été dans les stations météorologiques et qui ne sont atteintes qu'une fois au cours de nombreuses années. Ces valeurs conduiraient à des installations surpuissantes et peu économiques.

En adoptant les valeurs moyennes des températures sèches extérieures atteintes pendant les mois les plus chauds (juillet et août), et en les **affectant d'un coefficient** d'autant plus faible que la température moyenne est plus élevée, on est à peu près certains d'approcher la température de base réelle.

Les coefficients préconisés par M. DESPLANCHES sont donnés au tableau ci-dessous.

EXEMPLES :

Pour Paris, la moyenne des températures maximales relevées en juillet et août au cours des vingt dernières années est :

$$\theta_{e,m} = 23{,}1\,[°C]$$

On prendra par conséquent comme température extérieure sèche de base :

$$\theta_e = 23{,}1 \times 1{,}3 = 30\,[°C]$$

Le **tableau 3.1.II** donne pour la France les températures sèches extérieures de base à considérer pour les calculs de climatisation.

3.2 - DEGRÉ HYGROMÉTRIQUE EXTÉRIEUR DE BASE

3.2.1 . Conditions de base en été

Nous avons montré au paragraphe **1.2.1** que l'on pouvait, avec une très bonne approximation, admettre la **constance de la teneur en humidité** de l'air extérieur au cours d'une journée (en l'absence de perturbations météorologiques soudaines). De sorte que si l'on adopte, comme teneur de base en humidité, la **moyenne des valeurs journalières à 13 heures,** on peut être certain que cette valeur correspondra aussi à la température extérieure de base précédemment déterminée. On en déduit par conséquent sur le diagramme de l'air humide le degré hygrométrique de base et la température humide de base.

EXEMPLE :

Pour Paris, la moyenne des maximums en juillet et août donne

COEFFICIENT AFFECTANT LES TEMPERATURES MAXIMALES MOYENNES RELEVEES A 13 HEURES (JUILLET ET AOUT)				
$\theta_{e,m} < 24\,[°C]$	$24 \leq \theta_{e,m} < 26$	$26 \leq \theta_{e,m} < 30$	$30 \leq \theta_{e,m} < 34$	$\theta_{e,m} \geq 34$
1,30	1,25	1,22	1,15	1,10

TABLEAU 3.1.II — CONDITIONS EXTERIEURES DE BASE (ETE ET HIVER)
(au niveau de la mer et pour le département)

Département Villes	Latitude [°N]	Altitude [m]	Conditions de base HIVER θ_e [°C]	φ_m [%]	Degrés-jours cumulés normaux	Conditions de base ETE θ_e [°C]	φ [%]	$\theta_{e,h}$ [°C]	Ecart diurne [°C]
Alpes-Maritimes Nice	43°40	3	— 2	90	891	32	40	23,5	8,2
Aube Romilly	48°30	77	— 10	90	2 015	31	38	20,5	13,4
Bas-Rhin Strasbourg	48°33	151	— 14	90	2 222	30	40	20,0	10,1
Basses-Pyrénées Biarritz	43°30	29	— 5	95	1 012	29	46	21,0	7,0
Bouches-du-Rhône Aix-en-Provence Marseille	43°40 43°31	230 3	— 5 — 5	90	1 790 1 205	35 34	26 30	21 21,5	12,6
Calvados Caen	49°10	66	— 7	90	1 846	26	50	18,5	10,6
Charente Cognac Angoulême	45°40 45°40	30 83	— 5 — 5	90	2 157 2 263	32 31	34 40	20,5 22	13,4
Charente-Maritime La Rochelle Rochefort	46°11 46°	14 3	— 4 — 4	95	1 420 2 200	31 31	38 38	20,5 21,2	10,4 9,8
Cher Bourges	47°04	157	— 7	90	1 848	31	36	20	12,2
Côte d'Or Dijon	47°15	220	— 10	90	2 070	31	38	20,5	12,0
Corse Ajaccio	41°55	4	0	95	943	35	30	23	12,0
Drôme Montélimar	44°35	73	— 6	90	1 517	33	34	22	13,0
Finistère Brest	48°27	98	— 4	95	1 575	25	58	18,5	7,8
Gard Nîmes	43°52	59	— 5	90	1 198	35	30	22,5	13,2
Gironde Bordeaux Cazaux	44°50 44°32	47 24	— 4 — 4	95	1 432 1 322	32 31	35 40	21 22	10,2 11,8
Haute-Garonne Toulouse	43°37	151	— 6	90	1 468	32	34	20,5	12,6
Haute-Loire Le Puy	45°03	714	— 5	90	2 297	30	37	19	14,0
Haut-Rhin Mulhouse	47°36	267	— 14	90	2 343	31	36	20	10,4
Haute-Vienne Limoges	45°42	282	— 8	90	1 915	30	38	19,5	13,2
Ille-et-Vilaine Rennes	48°04	35	— 5	90	1 687	28	47	19,5	12,2
Indre-et-Loire Tours	47°25	96	— 7	90	1 733	30	40	20	

TABLEAU 3.1.II — CONDITIONS EXTERIEURES DE BASE (ETE ET HIVER) *(suite)*
(au niveau de la mer et pour le département)

Département Villes	Latitude [m]	Altitude [m]	Conditions de base HIVER θ_e [°C]	φ_m [%]	Degrés-jours cumulés normaux du 1-10 au 20-5	Conditions de base ETE θ_e [°C]	φ [%]	$\theta_{e,h}$ [°C]	Ecart diurne [°C]
Loir-et-Cher Romorantin	47°30	80	— 7	90	1 862	31	38	20,5	11,2
Loire Saint-Etienne	45°32	399	— 8	90	2 031	31	35	19,5	13,6
Loire-Atlantique Nantes	47°10	26	— 5	95	1 594	31	38	21	10,8
Loiret Orléans	47°59	125	— 7	90	1 927	30	38	19,5	11,2
Maine-et-Loire Angers	47°30	54	— 7	90	1 703	30	40	20	12,0
Manche Cherbourg	49°39	8	— 4	95	1 513	24	65	19	5,8
Marne Reims	49°18	94	— 10	90	2 060	30	40	20	12,1
Meurthe-et-Moselle Nancy	48°42	203	— 11	90	2 249	29	42	19	11,0
Moselle Metz	49°05	189	— 11	90	2 233	30	40	20	11,2
Nord Lille	50°34	55	— 9	90	2 088	28	45	18,5	11,0
Oise Beauvais	49°27	101	— 7	90	2 075	29	42	19	12,4
Orne Argentan	49°	160	— 7	90	2 450	28	47	19,5	10,8
Pas-de-Calais Dunkerque	50°30	9	— 9	95	1 950	25	56	18	7,4
Puy-de-Dôme Clermont-Ferrand	45°48	329	— 8	90	1 904	31	38	21,5	13,6
Pyrénées-Orientales Perpignan	42°44	43	— 4	90	899	31	43	22,5	11,0
Rhône Lyon	45°43	196	— 8	90	1 894	32	33	20	12,0
Saône-et-Loire Mâcon	46°18	216	— 8	90	1 995	31	36	20	13,4
Seine Paris	48°44	89	— 7	90	1 905	30	40	20	11,2
Seine-Maritime Dieppe Rouen	 49°30 49°23	 3 68	 — 7 — 7	95	1 964	 26 29	 56 43	 19,5 19,5	 9,8 12,6
Somme Abbeville	50°08	57	— 9	90	2 002	28	47	19,5	10,3
Var Toulon	43°06	28	— 2	95	826	32	38	22,5	12,7
Vienne Poitiers	46°35	118	— 7	90	1 758	30	38	19,5	9,8

$$\theta_{e,m} = 23{,}1\,[°C] \quad \text{et} \quad \varphi = 56\ \%$$

La teneur en humidité correspondante est

$$r = 10\,[g/kg_{as}]$$

Pour cette teneur et pour la température de base adoptée $\theta_e = 30\,[°C]$ on trouve sur le diagramme $\varphi = 38\ \%$, valeur que l'on arrondit à

$$\varphi = 40\ \%$$

Le **tableau 3.1.II** donne pour la France les degrés hygrométriques extérieurs de base à considérer pour les calculs de climatisation.

3.2.2 . Conditions de base en hiver

En raison des basses températures extérieures et de la faible teneur en humidité de l'air, le degré hygrométrique correspondant aux températures extérieures de base est presque toujours compris entre **85 et 95 [%]**.

3.3. - CORRECTIONS DES CONDITIONS EXTÉRIEURES DE BASE

3.3.1 - Corrections de la température de base

La température extérieure de base varie avec l'altitude du lieu considéré.

En **hiver**, le **tableau 3.1.I** permet de calculer la température de base réelle θ_e en fonction de l'altitude et d'après la température de base au niveau de la mer $\theta_{e,o}$.

En **été**, pour tenir compte de l'altitude, on **diminue la température de base de 1 degré par 500 mètres.**

3.3.2 - Corrections du degré hygrométrique de base

a) Pour les localités situées à proximité de la mer ou de grands lacs, on doit majorer le degré hygrométrique de 10 [%]

b) Dans le cas de certaines villes situées au fond de vallées, dans des zones marécageuses ou au bord des fleuves, la majoration à considérer n'est que de 5 [%].

3.3.3 - Etude d'un cas

Déterminer l'ensemble des conditions de base (été et hiver) à considérer pour l'étude d'une installation de climatisation située près d'Ajaccio, à une altitude de 750 [m].

Conditions de base en été

Le **tableau 3.1.II** recommande pour Ajaccio, en été et au bord de la mer :

$$\theta_{e,o} = 35\,[°C] \qquad \varphi = 30\,[\%]$$

Pour tenir compte de l'altitude, on doit diminuer la température de base au niveau de la mer de 1 degré par 500 [m].

On adoptera par conséquent, pour une altitude de 750 [m] :

$$\theta_e = 33{,}5\,[°C]$$

Cette localité étant située près d'Ajaccio, donc près de la mer, on doit majorer le degré hygrométrique de 10 [%], soit :

$$\varphi = 40\,[\%]$$

Conditions de base en hiver

La **figure 3.1.a** indique une température extérieure de base au niveau de la mer :

$$\theta_e = 0\,[°C] \qquad \varphi = 95\,[\%]$$

Le **tableau 3.1.I** n'indique pas directement de corrections d'altitude pour $\theta_{e_o} = 0\,[°C]$ mais on peut aisément extrapoler et diminuer la température $\theta_{e,o}$ de 1 degré par 250 [m], soit :

$$\theta_e = -3\,[°C]$$

De sorte que l'ensemble des conditions de base à considérer s'établit ainsi :

$$\text{ETE} \begin{cases} \theta_e = 33{,}5\,[°C] \\ \varphi = 40\,[\%] \end{cases}$$

$$\text{HIVER} \begin{cases} \theta_e = -3\,[°C] \\ \varphi = 95\,[\%] \end{cases}$$

Troisième partie : L'environnement intérieur

L'ENVIRONNEMENT intérieur est l'ensemble, à un moment donné, des facteurs physiques, physiologiques, biologiques et psychologiques susceptibles d'avoir un effet direct ou indirect, immédiat ou à terme, sur les individus et leurs activités à l'intérieur d'un local déterminé.

L'étude et la connaissance de ces différents facteurs permettent de déterminer les **conditions de base d'un « climat intérieur ».**

Etant donné la diversité des activités humaines et la variété des locaux dans lesquelles elles peuvent s'exercer, la détermination des conditions intérieures de base est un problème très délicat.

Pour sérier les difficultés, on est amené à envisager trois types de climats intérieurs :

— les climats intérieurs assurant le **confort** des occupants
— les climats intérieurs de **type industriel**
— les climats intérieurs **spécifiques.**

1 - Les conditions de confort

Le confort est une notion essentiellement subjective qu'il est difficile de définir d'une façon rigoureuse. D'une façon générale, on peut dire qu'un individu est placé dans des conditions confortables lorsqu'il n'éprouve aucune **« gêne »** et aucune **« contrainte »** de nature à le distraire de ses activités du moment.

L'absence de gêne ou de contrainte résulte de l'équilibre d'un ensemble de conditions physiologiques, biologiques et psychologiques qui se trouvent réunies à un moment donné.

1.1 - LES CONDITIONS PHYSIOLOGIQUES

Pendant très longtemps, on a cru que la **température sèche intérieure** d'un local était le facteur déterminant du confort. De nombreuses expériences faites en Amérique par YAGLOU, BELDING et HATCH et en France par A. MISSENARD, ont montré la multiplicité des facteurs physiologiques intervenant dans l'appréciation du confort.

Actuellement, on peut considérer que la sensation de confort dépend essentiellement des facteurs suivants :

— la **température résultante** du local
— l'**humidité de l'air**
— la **ventilation du local**
— la **vêture** et l'**activité** de l'individu
— le **niveau de bruit**
— la **pureté** de l'air dans le local
— l'**éclairage**, la **couleur**, etc...

1.1.1 - La température résultante

Pour comprendre l'influence de la température sur la sensation de confort d'un sujet évoluant dans une ambiance déterminée, il est nécessaire d'étudier d'abord le **système régulateur de température de l'organisme humain.**

a) Régulation thermique de l'organisme humain

L'homme peut être assimilé à un « générateur thermique » dont l'énergie est produite par son **activité physique** et par la **combustion lente des aliments.** Une partie de cette énergie est utilisée pour maintenir la température intérieure de notre corps à un niveau constant ; l'autre partie doit être dissipée dans le milieu ambiant **sous forme de chaleur.**

Une des exigences physiologiques fondamentales est le maintien du corps, dans des conditions d'activité normale, à une température sensiblement constante, environ 37 [°C]. Comme l'homme produit toujours plus de chaleur qu'il n'en a besoin, l'évacuation de chaleur doit se produire d'une façon continue et suivant les quatre types d'échange : **conduction, convection, rayonnement** et **évaporation.**

- Les échanges calorifiques par contact (seul cas de **conduction**) sont négligeables, sauf peut-être pour le contact des pieds.

- Les échanges par **convection** sont d'autant plus importants que la **vitesse de l'air** ambiant est élevée et que la différence de température entre le corps et l'ambiance est plus grande.

Pour un individu normalement habillé, on peut calculer ces échanges par la relation :

$$Q_c = 15\sqrt{W}\,(35 - \theta_a)$$

[W] [m/s] [°C]

dans laquelle :

Q_c : échange de chaleur par convection [W]

W : vitesse de l'air ambiant [m/s]

θ_a : température sèche de l'air ambiant [°C].

On remarque que la température du local intervient, et plus particulièrement l'écart entre la température superficielle moyenne de la peau et des vêtements (35 [°C]) et la température sèche de l'air ambiant. Les échanges par convection représentent environ 26 % du total des échanges calorifiques du corps humain.

- Les échanges par **rayonnement** se font entre le corps humain et les parois qui l'environnent. Ils sont fonction de la différence entre la température superficielle moyenne du corps (peau et vêtements) et la **température radiante moyenne**

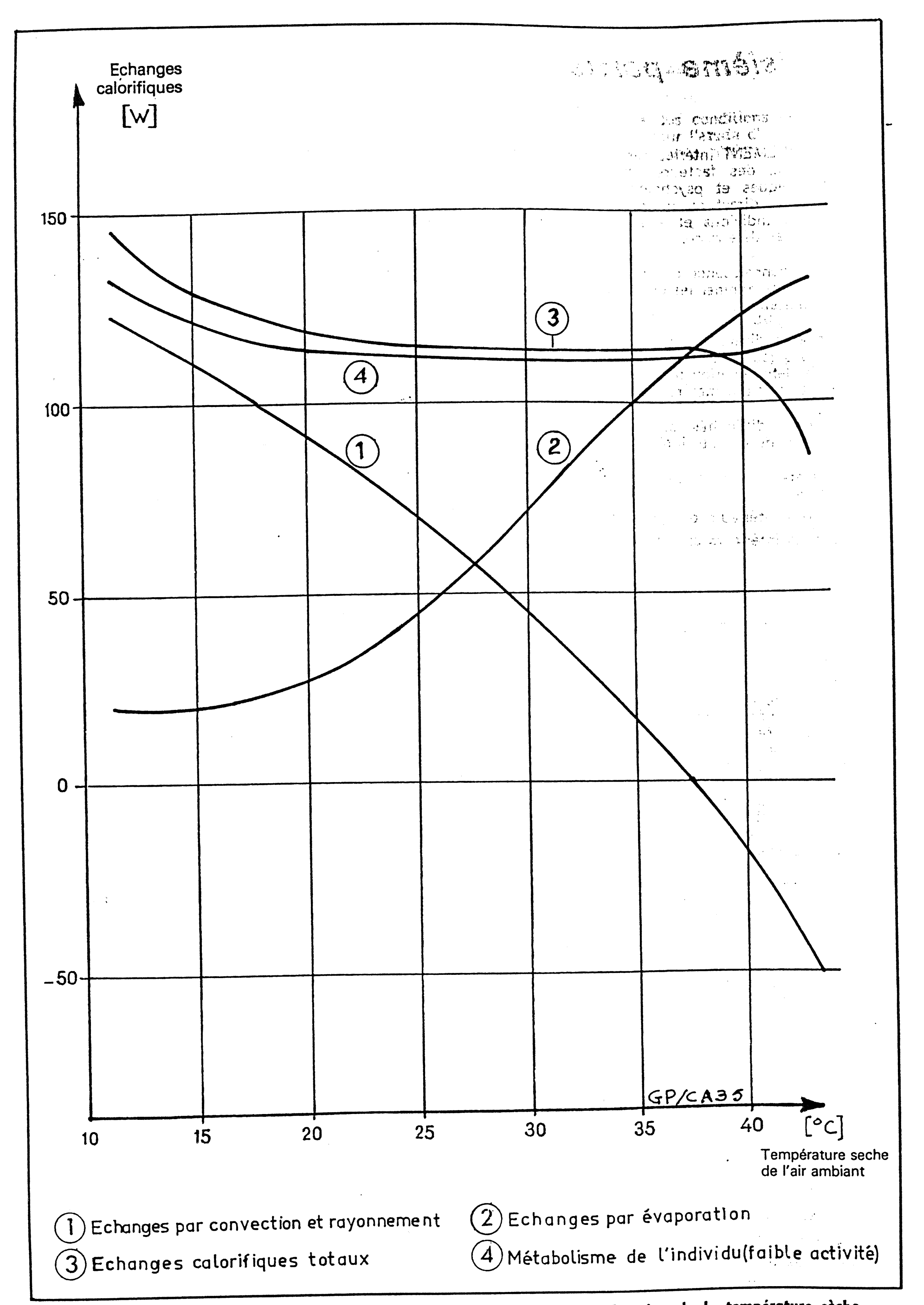


Fig. 1.1.a — Variation des échanges calorifiques du corps humain en fonction de la température sèche de l'air ambiant (degré hygrométrique de 45 [%] et sujets légèrement habillés)

θ_{rm} des parois. Cette dernière température est la moyenne pondérée des températures superficielles des parois d'un local. Elle se mesure en degrés Celsius. Les échanges par rayonnement s'expriment par la relation :

$$Q_r = 7\,(35 - \theta_{rm})$$
$$[W] \qquad [°C]$$

Ils représentent 42 % du total des échanges.

● Les échanges par **évaporation** se font par respiration et par sudation.

La quantité **maximale** de chaleur qu'un individu bien portant est susceptible d'évacuer est donnée par la relation :

$$Q_v = 0{,}19\, W^{0,4}\,(5621 - p_v)$$
$$[W] \qquad [m/s] \qquad [Pa]$$

dans laquelle :

W : vitesse de l'air ambiant [m/s]

p_v : pression de vapeur de l'air ambiant [Pa].

Ils représentent 32 % du total des échanges calorifiques du corps.

La **figure 1.1.a** montre les variations des échanges calorifiques du corps humain avec l'ambiance en fonction de la température sèche de l'air (degré hygrométrique de 50 [%] environ).

Le maintien du corps à une température de 37 [°C] est donc subordonné à un **équilibre** entre la production de chaleur du corps (métabolisme) et la transmission de chaleur dans l'ambiance **(fig. 1.1.b).**

On a la relation :

$$M = Q_c + Q_r + Q_v$$

M : métabolisme de l'individu.

REMARQUE :

Une variation de la température de l'air entraine une modification des échanges par convection. Il en résulte une sensation de chaleur ou de froid. Grâce à son mécanisme régulateur très sensible, le corps humain est en mesure de maintenir son équilibre thermique avec l'ambiance, même si cette dernière varie dans des limites de température très larges. Il en résulte une « contrainte » et une « gêne » qui suppriment la sensation de confort. Il est donc important de savoir dans quelles conditions cet équilibre thermique est maintenu sans que l'individu ressente la moindre gêne.

b) Température résultante

M. A. MISSENARD a défini une grandeur fondamentale pour caractériser la notion de confort : la **température résultante.**

Cette grandeur fait intervenir les éléments à considérer dans les échanges thermiques du corps humain avec l'ambiance, à savoir :

— la température sèche de l'air θ_a
— la température radiante moyenne des parois du local θ_{rm}
— la vitesse de l'air environnant W
— le degré hygrométrique de l'air (ou la température humide de l'air).

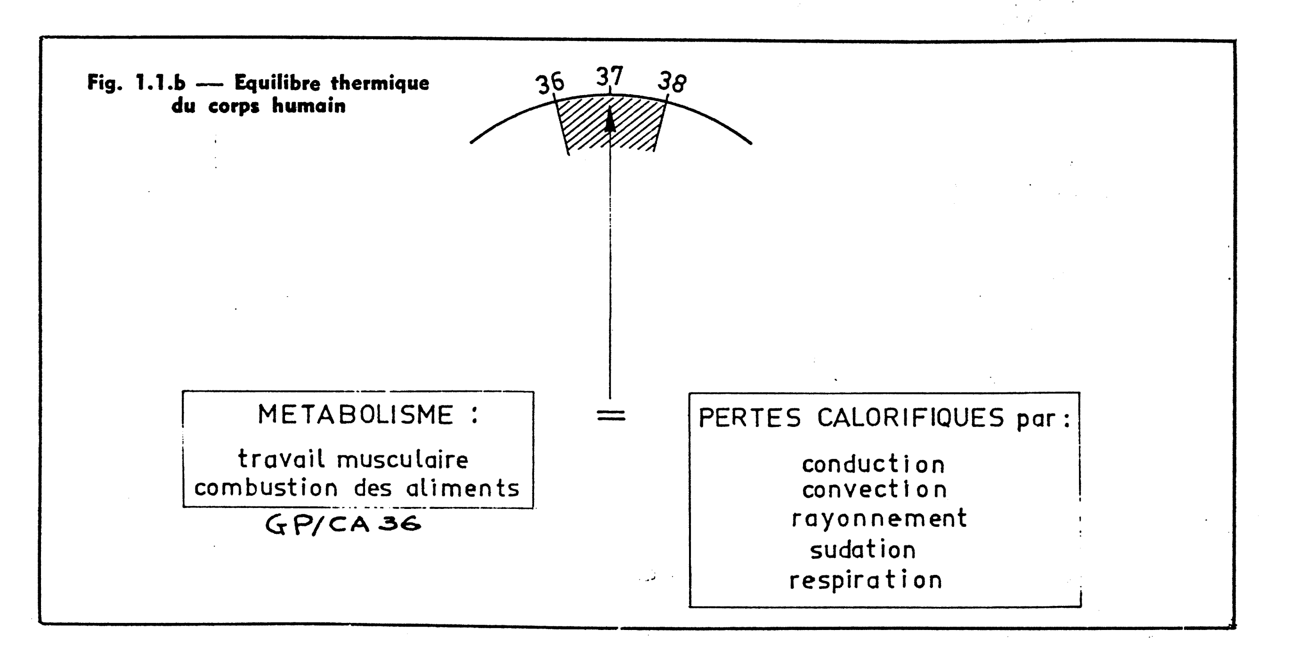


Fig. 1.1.b — Equilibre thermique du corps humain

TEMPERATURE RESULTANTE SECHE

Lorsque l'**air est sec** ou lorsque l'on veut négliger l'influence de l'humidité de l'air, la température résultante sèche est définie par la relation :

$$\theta_{rs} = \frac{\theta_{rm} + \theta_a \sqrt{10W}}{1 + \sqrt{10W}}$$

[°M]

dans laquelle

θ_{rm} : température radiante moyenne des parois [°C] en un point donné du local

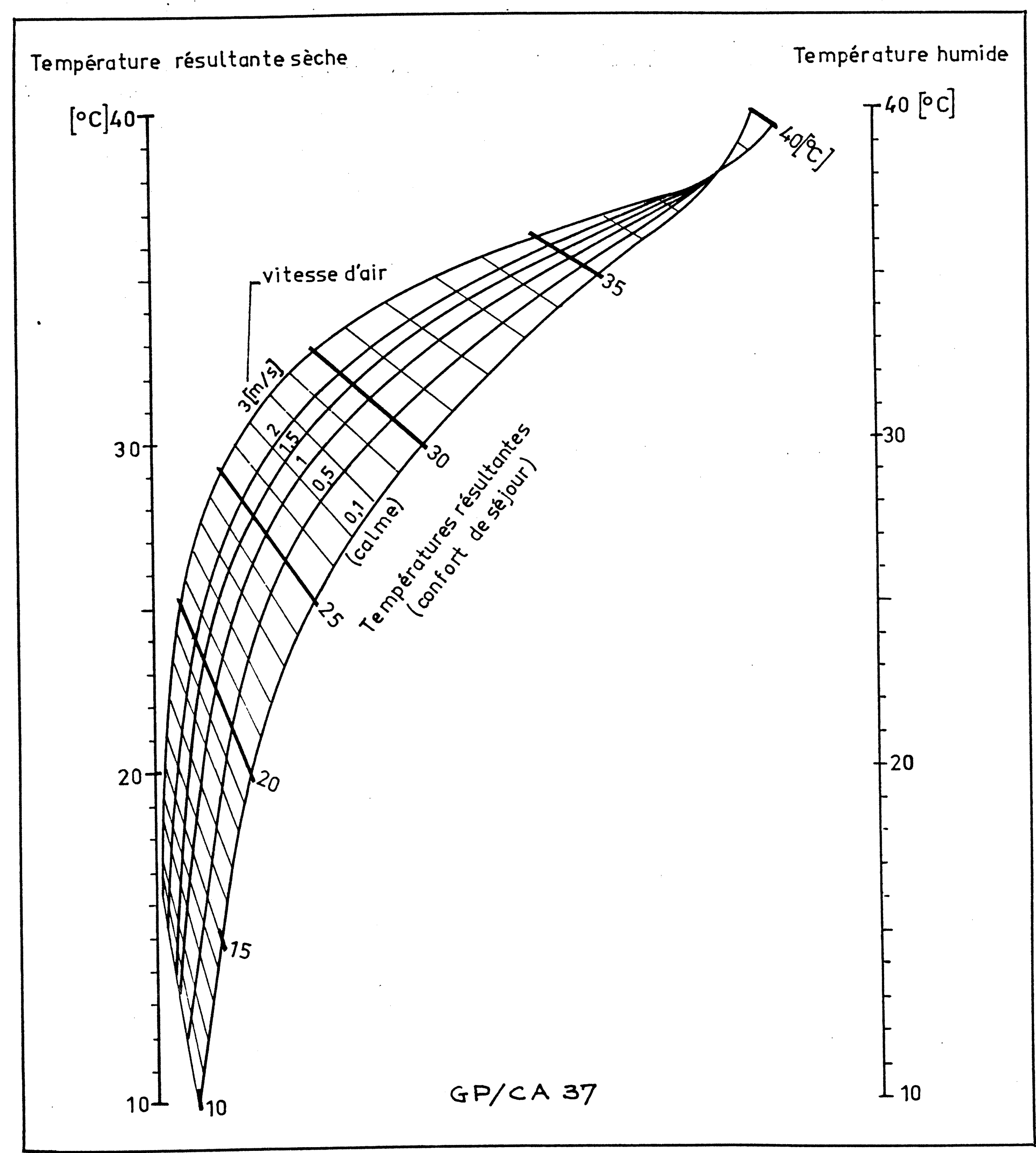
θ_a : température sèche de l'air

W : vitesse de l'air au voisinage du sujet [m/s]

En ambiance calme, on peut prendre

$W = 0,1$ [m/s]

Fig. 1.1.c — Détermination de la température résultante en fonction de la température humide, de la température résultante sèche et de la vitesse de l'air ambiant (d'après M. A. MISSENARD)



de sorte que

$$\theta_{rs} = \frac{\theta_{rm} + \theta_a}{2}$$
[°M]

Cette **température résultante sèche** est mesurée en degrés Missenard [°M], ou plus couramment en degrés Celsius [°C].

On la mesure à l'aide d'un « thermomètre globe ». C'est un thermomètre placé dans une sphère d'environ 10 [cm] de diamètre ou dans un cylindre de 7 [cm] de diamètre et de 20 [cm] de hauteur.

TEMPERATURE RESULTANTE DE SEJOUR

La température résultante θ_r dépend de la **température résultante sèche** et du **degré hygrométrique** φ (ou de la température humide θ_h) de l'air ambiant.

Elle se calcule par l'abaque à points alignés de la **figure 1.1.c.**

EXEMPLE :

Soit à déterminer la température résultante au centre d'un local d'habitation dans lequel la température sèche de l'air est 22 [°C]. L'air environnant a une vitesse de 0,5 [m/s] ; le degré hygrométrique est 45 [%]. Le **local est constitué** :

— d'un mur extérieur largement vitré dont la température radiante moyenne est 12 [°C]

— de trois cloisons dont la température radiante moyenne est 20 [°C]

— de deux planchers chauffants dont les températures radiantes moyennes sont respectivement 30 [°C] et 27 [°C].

Calculons d'abord la température radiante moyenne des six parois :

$$\theta_{rm} = \frac{12 + 3 \times 20 + 30 + 27}{6} = 21{,}5 \text{ [°C]}$$

Calculons la température résultante sèche :

$$\theta_{rs} = \frac{21{,}5 + 22\sqrt{5}}{1 + \sqrt{5}} = 21{,}8 \text{ [°C]}$$

La température humide pour 22 [°C] et 45 [%] est lue directement sur le diagramme de l'air humide, soit :

$$\theta_h = 14{,}7 \text{ [°C]}$$

La température résultante donnée par l'**abaque 1.1.c** est environ 20 [°M].

REMARQUES :

1) La température résultante doit être considérée comme le critère essentiel du confort. Elle fixe le niveau de confort d'une ambiance.

2) La température résultante que nous avons définie est parfois appelée **température résultante de séjour,** car elle ne fixe le niveau de confort que pour un séjour **prolongé** dans un local. C'est généralement le cas en climatisation de confort.

c) Températures résultantes intérieures de base

Les températures intérieures de base **en hiver** sont fixées en France par le D.T.U. publié en 1963 sur les « Règles de calcul des caractéristiques thermiques utiles des parois de construction et des déperditions de base des bâtiments ».

Ces températures sont indiquées au **tableau 1.1.I.** Elles s'expriment en degré Missenard et correspondent à des températures résultantes.

En ce qui concerne les températures intérieures de base d'été, il n'existe pas encore en France de document officiel. Elles sont généralement fixées par le cahier des charges particulières. Toutefois, le **tableau 1.1.I** fixe les limites des températures résultantes admissibles en climatisation de confort.

Les températures d'été les plus convenables correspondent à une différence optimale entre les températures extérieures et intérieures. Cette différence varie de 7 à 10 degrés comme le montre le tableau ci-dessous.

	TEMPERATURE EXTERIEURE DE BASE			
	θ_o < 32 [°C]	32 à 35 [°C]	35 à 38 [°C]	θ_o > 38 [°C]
Température intérieure optimale	25 [°M]	26 [°M]	27 [°M]	28 [°M]

REMARQUE :

Les températures résultantes intérieures de base préconisées au **tableau 1.1.I** concernent essentiellement des individus ayant une activité physique faible ou très modérée (travail assis, travail de bureau). Lorsque l'activité physique de l'individu s'intensifie, la température résultante ne suffit plus à caractériser le niveau de confort du local.

Nous étudierons ce cas dans l'étude des climats intérieurs spécifiques ou de type industriel (paragraphes 2 et 3).

1.1.2 - L'humidité de l'air

Il existe une certaine incertitude dans la fixation des teneurs optimales en humidité de l'air d'un local climatisé en vue du confort des occupants. Cette incertitude résulte du fait que l'humidité de

NATURE DES LOCAUX	TEMPERATURE RESULTANTE RECOMMANDEE [°M]		DEGRE HYGROMETRIQUE [%]
	Hiver (DTU)	Eté	Eté et hiver
HABITATIONS :			
Salles de séjour	18	23 à 25	45 à 60
Salle à manger, cuisine	18	23 à 25	45 à 60
Salon	18	23 à 25	45 à 60
Chambres	18	21 à 23	45 à 60
Salles de bains, douches	21	25 à 27	45 à 60
Locaux à usage commun, circulations collectives	15	25 à 27	45 à 60
ECOLES :			
Classes et locaux analogues	18	23 à 25	45 à 60
Douches	21	25 à 27	45 à 60
Bibliothèque	18	23 à 25	45 à 60
Réfectoires	18	23 à 25	45 à 60
Gymnases, salles de jeux, circulations	15 à 18	23 à 25	45 à 60
Piscines	23 à 27	25 à 27	45 à 60
BATIMENTS PUBLICS :			
Eglises, Salles de spectacles, Restaurants, Locaux recevant du public, etc... :			
• vêtements d'extérieur conservés ..	15	24 à 26	45 à 60
• vêtements d'extérieur enlevés	18	24 à 26	45 à 60
Toilettes, circulations	15	25 à 27	45 à 60
BUREAUX :			
Bureaux, Laboratoires, Studios de radio ou télévision	18	24 à 26	45 à 60
MAGASINS :			
Boutiques, grands magasins,	18	24 à 27	45 à 60
Salons d'essayage	21 à 23	25 à 27	45 à 60
Banques	19	24 à 27	45 à 60
Librairies	19	24 à 27	45 à 60
GARAGES (chauffés)	5	—	—
HOPITAUX :			
Les conditions extérieures de base sont généralement fixées par le cahier des charges particulières.			
A titre indicatif, on peut adopter :			
Chambre de malade	20	19 à 21	45 à 60
Chambre d'opéré	20 à 24	21 à 23	45 à 60
Salle de pansement	20 à 24	21 à 23	45 à 60
Salle de consultation	20 à 24	21 à 23	45 à 60
Salle de radiologie	20 à 24	21 à 23	45 à 60
Salle d'opération	28 à 30	28 à 30	50 à 60
Nursery	20 à 22	23 à 25	50 à 60
Circulations	16	21 à 23	45 à 60
Cabinet dentaire	20	23 à 25	45 à 55

TABLEAU 1.1.I

l'air a une influence certaine sur un grand nombre de facteurs dont dépend la sensation de confort de l'individu.

Les différents facteurs qui sont directement influencés par la teneur en humidité de l'air sont essentiellement :

— **la fonction respiratoire :**

Les faibles degrés hygrométriques créent une gêne respiratoire qui apparaît aux environs de 30 [%]. C'est la limite inférieure admissible

— **la sudation :**

Les échanges par évaporation de la sueur sont considérablement réduits lorsque le degré hygrométrique de l'air est supérieur à 60 [%]

— **le sens olfactif :**

L'accroîssement de l'humidité de l'air entraîne une diminution de l'acuité olfactive.

Les expériences américaines ont montré que, pour des températures comprises entre 18 et 25 [°C], l'humidité relative pouvait varier sans inconvénient entre 30 et 70 [%].

Par sécurité, et pour atteindre les conditions de confort optimales, on adopte généralement en clima-

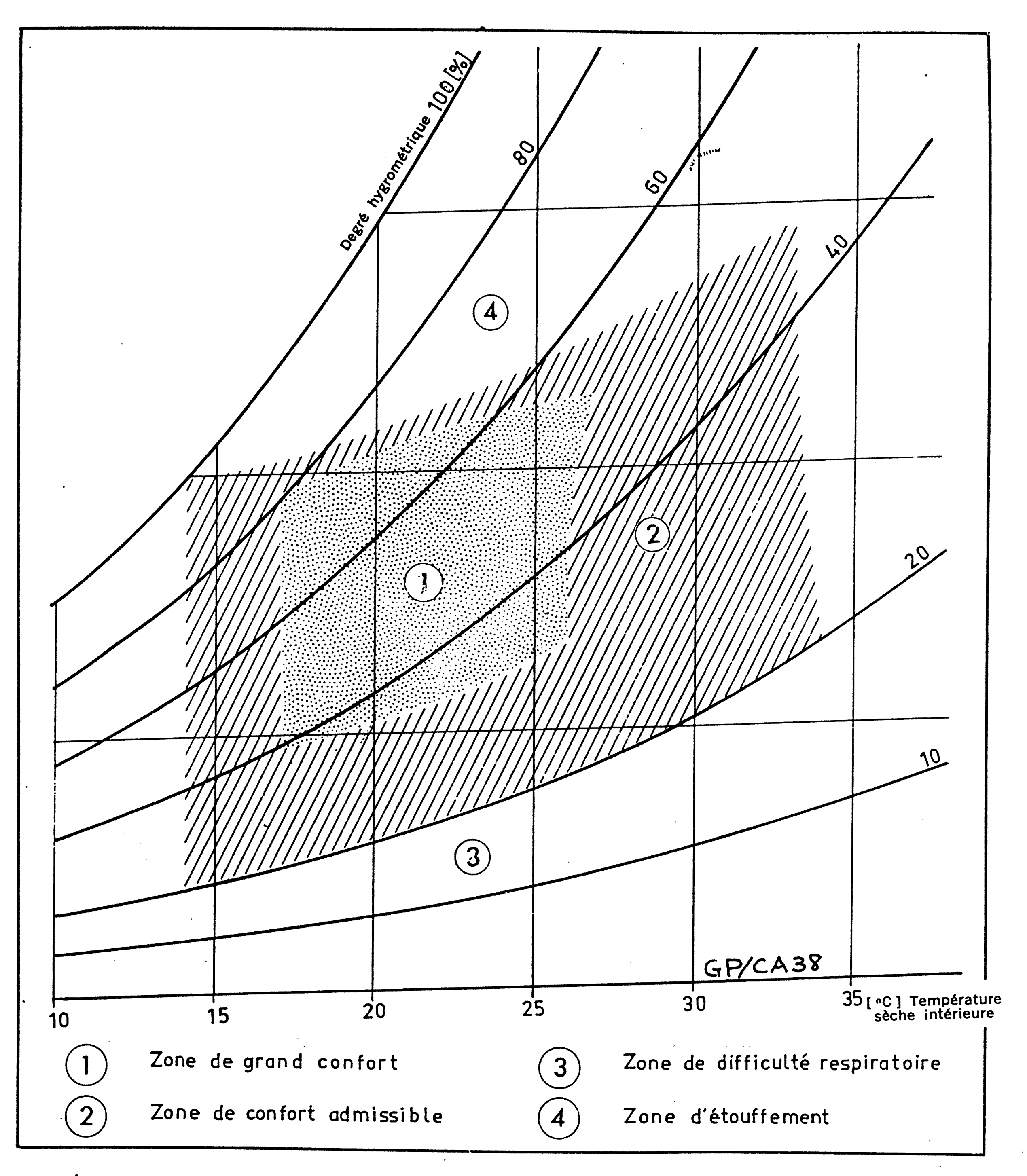


Fig. 1.1.d — Limites de température et d'humidité en climatisation de confort (vitesses de l'air ambiant comprises entre 0,1 et 0,25 [m/s])

tisation de confort un **degré hygrométrique compris entre 40 et 60 [%].**

Le diagramme de la **figure 1.1.d** définit la **zone de confort** et permet par conséquent de déterminer le degré hygrométrique qui, en fonction de la température résultante, donnera les conditions de confort idéales.

Le **tableau 1.1.I** préconise les degrés hygrométriques à adopter en climatisation de confort.

1.1.3 - La ventilation

En climatisation de confort, on admet qu'il n'existe pas d'autres sources de pollution de l'air que les occupants eux-mêmes et qu'il n'y a pas de production de gaz toxiques ni de vapeurs inflammables à l'intérieur des locaux.

La ventilation est donc une conséquence de la pollution des locaux par les occupants.

Dans ces conditions, la ventilation a pour objet essentiel :

— de maintenir constante la teneur en oxygène de l'air des locaux

— de limiter la concentration de gaz carbonique CO_2 rejeté par la respiration

— d'éliminer les odeurs corporelles et les fumées.

a - Teneur de l'air en oxygène et en gaz carbonique

La fonction respiratoire dépend essentiellement de **la teneur de l'air en oxygène et en gaz carbonique CO_2.**

Pour une **personne adulte au repos**, le volume normal de respiration est de 10 [m³] d'air par jour, soit environ 0,42 [m³/h].

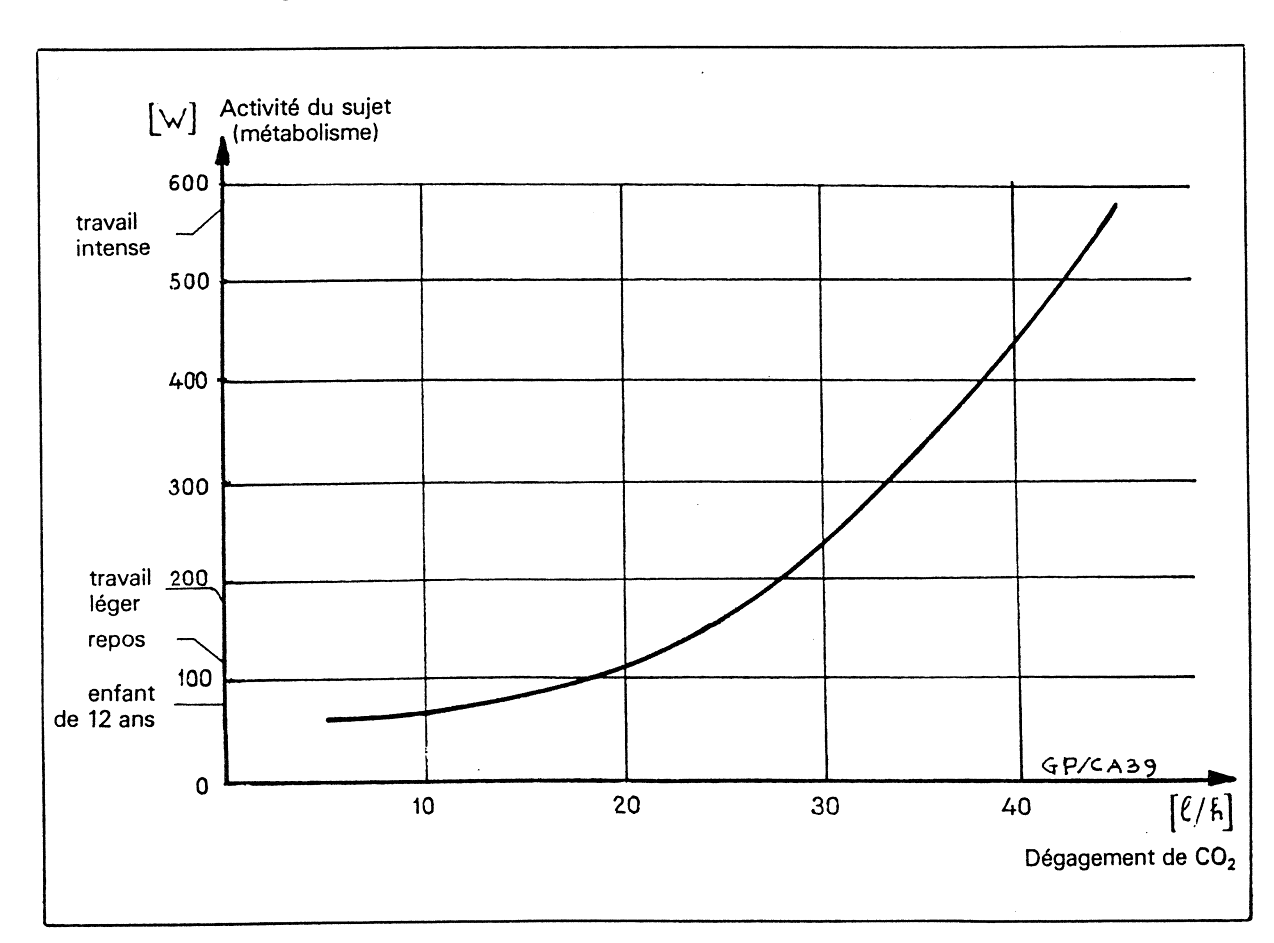
La consommation d'oxygène qui en résulte est de 25 [l/h] et la production de gaz carbonique de 20 [l/h].

Ces valeurs augmentent très rapidement avec l'activité des occupants, comme le montre la **figure 1.1.e.**

Dans un local confiné et en présence d'occupants, il se produit par conséquent une diminution de la teneur en oxygène et une augmentation rapide de la teneur en gaz carbonique.

Les effets d'une teneur élevée en gaz carbonique ne deviennent vraiment dangereux que pour des valeurs

Fig. 1.1.e. — Dégagement de gaz carbonique suivant l'activité du sujet



supérieures à 7 [%]. Toutefois, le taux maximal de sécurité admis en climatisation de confort est égal à 0,5 [%].

b - Les odeurs corporelles et les fumées

Le corps humain émet un certain nombre de produits qui contribuent, bien qu'émis en très faible quantité, à polluer l'air d'un local. Citons en particulier l'ammoniaque, les amines grasses, l'hydrogène, le soufre, le phosphore, etc... Ces différentes sécrétions sont à l'origine d'odeurs dont l'intensité dépend de l'activité des personnes, de leur âge, de leur hygiène et de la présence ou non de fumeurs.

En plus des odeurs qu'elles créent, les émanations du corps humain sont susceptibles de favoriser le développement de certains microbes et bactéries, de sorte qu'une ambiance confinée constitue un milieu très favorable à la propagation d'épidémies.

La **figure 1.1.f** indique les quantités horaires d'air frais à prévoir pour éliminer complètement les odeurs corporelles et les fumées. On constate sur cette figure que la quantité d'air neuf (1) nécessaire par personne et par heure décroît fortement en fonction du volume disponible par occupant dans un local.

c - Taux de ventilation de base

On appelle **taux de ventilation** ou **taux de renouvellement d'air** la quantité horaire d'air neuf à introduire dans un local. On rapporte généralement ce taux

— soit au nombre d'occupants

— soit au volume du local.

Dans le premier cas, le taux de ventilation s'exprime en mètres cubes d'air neuf par heure et par personne [m^3/h. pers.].

Dans le second cas, il s'agit du taux de renouvellement d'air **N** qui est défini par le rapport :

$$N = \frac{q_v}{V}$$

$[h^{-1}]$

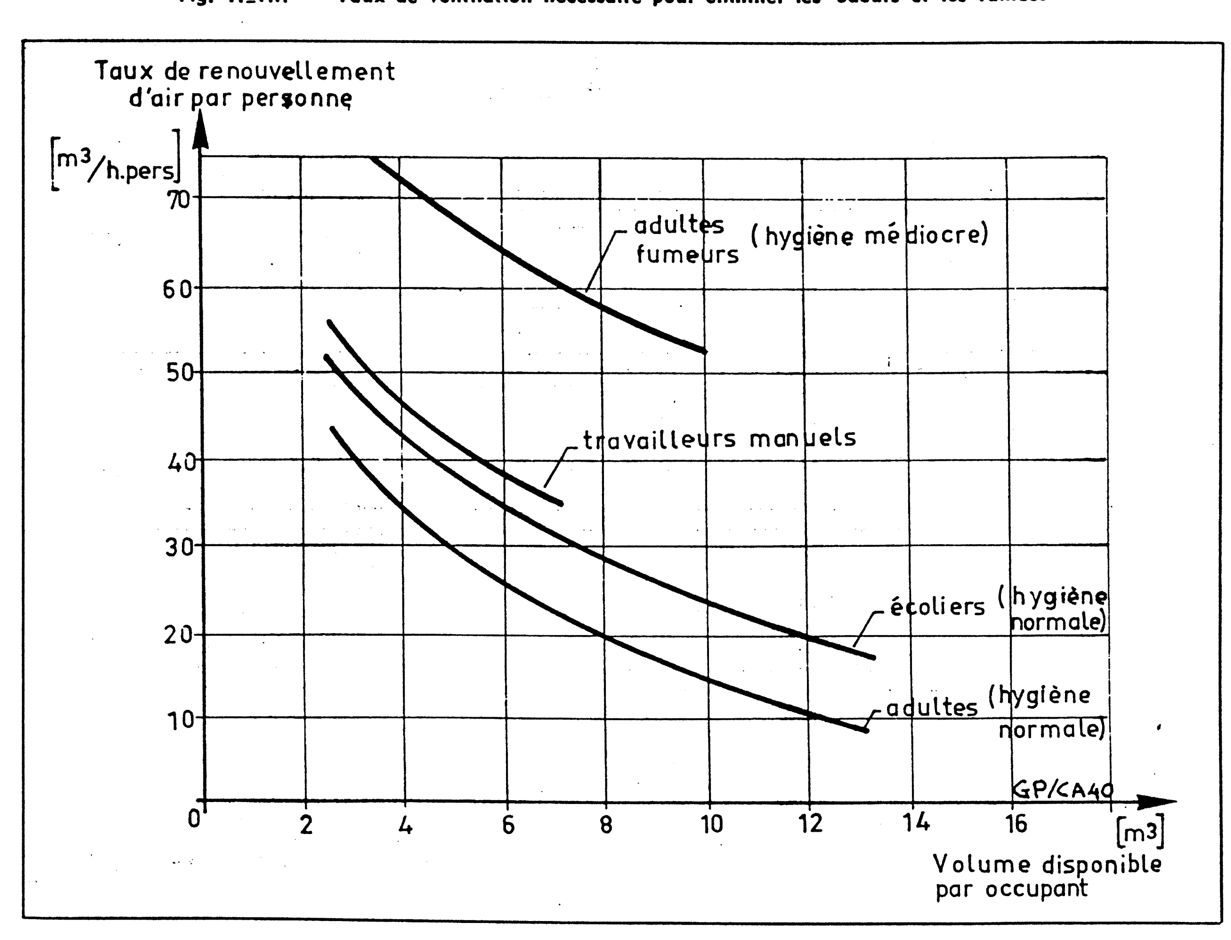
q_v : débit de ventilation nécessaire [m^3/h]

V : volume du local [m^3]

N : taux de renouvellement d'air [h^{-1}] ou [m^3 air neuf/h, m^3].

(1) Nous appellerons air neuf ou air pur de l'air traité ou non et qui ne contient aucune impureté solide, liquide ou gazeuse.

Fig. 1.-1.f. — Taux de ventilation nécessaire pour éliminer les odeurs et les fumées



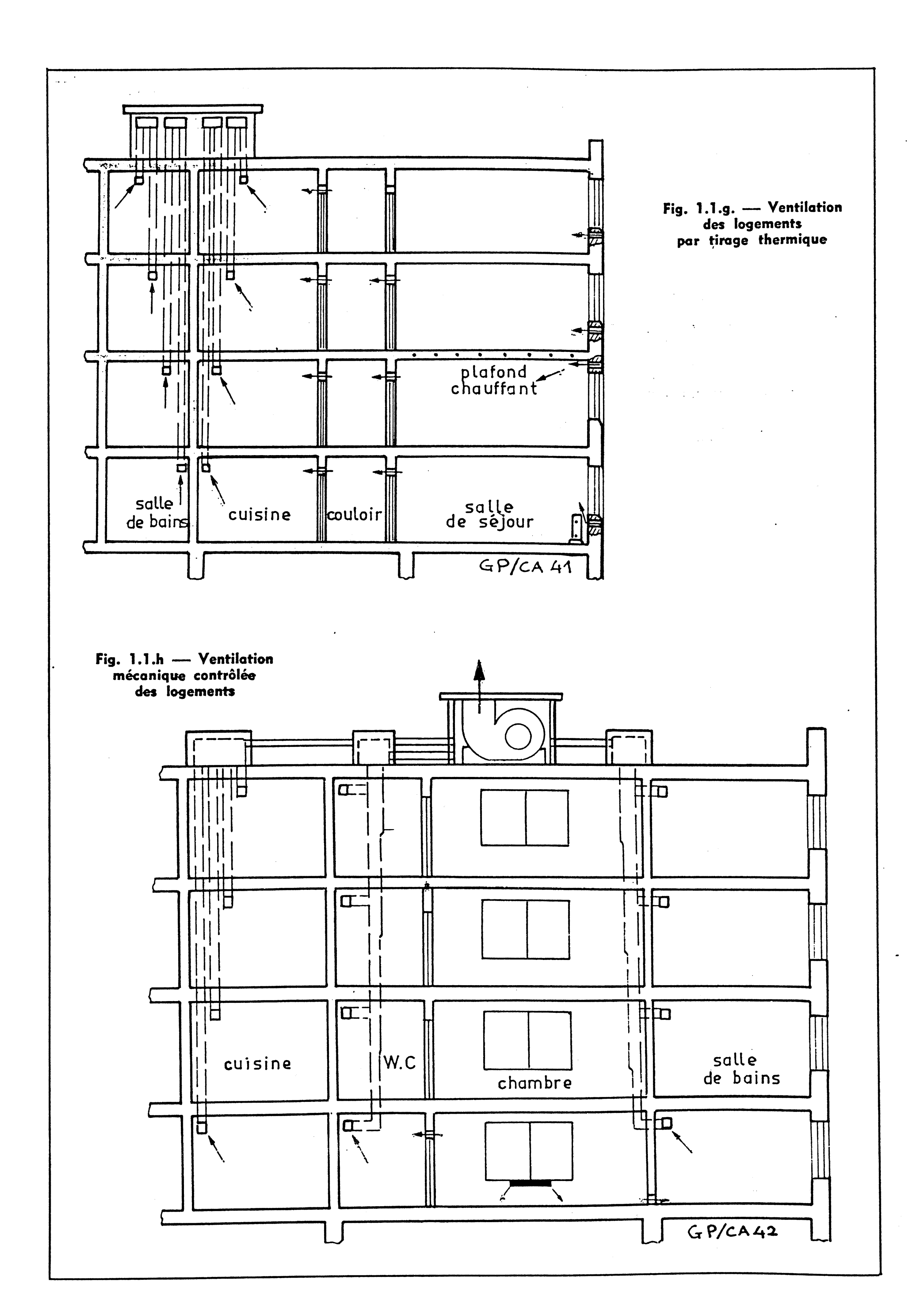


Fig. 1.1.g. — Ventilation des logements par tirage thermique

Fig. 1.1.h — Ventilation mécanique contrôlée des logements

Le maintien d'une teneur acceptable en oxygène et en gaz carbonique de l'air ambiant exige en fait des taux de renouvellement d'air assez faibles, de l'ordre de 2 à 10 [m³/h. pers.]. L'examen de la **figure 1.1.f** montre au contraire que des taux de renouvellement compris entre 20 et 40 [m³/h. pers.] sont nécessaires pour éliminer les odeurs corporelles et les fumées. Ce dernier critère est donc déterminant pour le choix des taux de renouvellement d'air de base en climatisation de confort.

CAS DES LOGEMENTS

Le système d'aération des logements est conçu de façon que la ventilation soit **permanente** et de telle sorte que l'air neuf entre dans les logements par les pièces principales (chambres, pièces de séjour) et en ressorte par les pièces de service où se produisent principalement les pollutions (cuisines, salles d'eau, cabinets d'aisances, séchoir).

L'évacuation de l'air est assurée par **tirage thermique naturel** dans des conduits verticaux, ou par un dispositif d'extraction mécanique **(ventilation mécanique contrôlée).**

Le logement peut être taité comme un volume d'ensemble ou être divisé en plusieurs parties séparées par des portes d'étanchéité suffisante. Les **figures 1.1.g** et **1.1.h** illustrent le cas d'une ventilation par tirage thermique ou par ventilation mécanique contrôlée.

Les dispositifs de ventilation, qu'ils soient mécaniques ou à fonctionnement naturel, doivent être tels que les débits extraits atteignent simultanément ou non les valeurs données dans les tableaux ci-après en fonction du nombre de pièces principales du logement.

Dans les logements ne comportant qu'une pièce principale, les pièces de service peuvent avoir, s'ils sont contigus, une sortie d'air commune située dans le W.-C. et le débit d'extraction à prendre en compte est de 15 m³/h (arrêté du 24 mars 1982).

Nombre de pièces principales	1	2	3	4	5	6	7
Débit total minimal en m³/h	35	60	75	90	105	120	135
Débit réduit en cuisine	20	30	45	45	45	45	45

Nombre de pièces principales du logement	DÉBITS EXTRAITS EXPRIMÉS EN M³/H				
	Cuisine	Salle de bains douches commune ou non avec un cabinet d'aisances	Autre salle d'eau	Cabinet d'aisances Unique	Cabinet d'aisances Multiple
1	75	15	15	15	15
2	90	15	15	15	15
3	105	30	15	15	15
4	120	30	15	30	15
5 et plus	135	30	15	30	15

LOCAUX A USAGE AUTRE QU'HABITATION

La circulaire du 20 janvier 1983 relative à la révision du titre III, section 2, règlement sanitaire départemental type indique les débits de ventilation à adopter pour les locaux à usage autre qu'habitation (Tableaux I.I, II A et B). Ces tableaux fixent le débit minimal d'air neuf à introduire, exprimé en mètre cube par heure et par occupant.

Tableau 1.1.II A

DESTINATION DES LOCAUX	DEBIT MINIMAL D'AIR NEUF en mètres cubes/heure et par occupant (air à 1,2 kg/m³) — Locaux avec interdiction de fumer	Locaux sans interdiction de fumer
• Locaux d'enseignement :		
Classes, salles d'études, laboratoire (à l'exclusion de ceux à pollution spécifique) :		
— maternelles, primaires et secondaires du 1er cycle	15	»
— secondaires du 2e cycle et universitaires	18	25
Ateliers	18	25
• Locaux d'hébergement :		
— chambres collectives (plus de trois personnes) (1), dortoirs, cellules, salles de repos	18	25
• Bureaux et locaux assimilés :		
— tels que locaux d'accueil, bibliothèques, bureaux de poste, banques	18	25
• Locaux de réunions :		
— tels que salles de réunions, de spectacles, de culte, clubs, foyers	18	30
• Locaux de vente :		
— tels que boutiques, supermarchés	22	30
• Locaux de restauration :		
— cafés, bars, restaurants, cantines, salles à manger	22	30
• Locaux à usage sportif :		
Par sportif :		
— dans une piscine	22	»
— dans les autres locaux	25	30
Par spectateur	18	30

(1) Pour les chambres de moins de trois personnes, le débit minimal est de 30 mètres cubes/heure par local.

Tableau 1.1.II B

DESTINATION DES LOCAUX	DEBIT MINIMAL d'air neuf en mètres cubes/heure
• Pièces à usage individuel	
Salle de bains ou de douches	15 par local
Salle de bains ou de douches commune avec cabinet d'aisances	15 par local
Cabinet d'aisances	15
• Pièces à usage collectif	
Cabinet d'aisances isolé	30
Salle de bains ou de douches isolée	45
Salle de bains ou de douches commune avec un cabinet d'aisances	60
Bains, douches et cabinet d'aisances groupés	30 + 15 N*
Lavabos groupés	10 + 5 N*
Salle de lavage, séchage, et repassage du linge	5 par mètre carré de surface de local (1)

N* : nombre d'équipement dans le local.
(1) Compte tenu des contraintes techniques, les débits retenus seront de préférence arrondis aux multiples de 15.

Tableau 1.1. II B (suite)

•Cuisines collectives	
Office relais	15/repas
Moins de 150 repas servis simultanément	25/repas
De 151 à 500 repas servis simultanément (2)	20/repas
De 501 à 1.500 repas servis simultanément (3)	15/repas
Plus de 1.500 repas servis simultanément (4)	10/repas

(2) Avec un minimun de 3.750 mètres cubes/heure.
(3) Avec un minimun de 10.000 mètres cubes/heure.
(4) Avec un minimun de 22.500 mètres cubes /heure.

EXEMPLE :

Soit à déterminer le débit d'air neuf à admettre dans un bureau collectif sans interdiction de fumer. Le nombre maximal d'employés est de 50.

Du fait d'une présence importante de fumeurs, on peut adopter les valeurs suivantes (**tableau 1.1.II A**) :

$$q_v = 25 \text{ [m}^3\text{/h personne]}$$

ce qui conduit à un débit total de renouvellement d'air :

$$q_{v,t} = 25 \times 50 = 1250 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

1.1.4 - La vêture et l'activité des occupants

Le pouvoir isolant du vêtement joue un rôle essentiel pour l'équilibre thermique du corps humain.

Les vêtements ont un double but :

a — maintenir une température comprise entre 28 et 30 [°C] entre la peau et le vêtement intérieur lorsque la personne a une faible activité

b — maintenir sur le vêtement extérieur une température qui soit supérieure à la température ambiante du local afin qu'un échange thermique puisse se faire entre le corps et l'ambiance, de façon à évacuer une partie de la production de chaleur du corps humain. Cette température doit varier entre 17 et 25 [°C] suivant les saisons et l'activité de la personne.

On comprend facilement qu'il puisse exister un grand malaise chez certaines personnes dont la vêture est mal adaptée aux conditions intérieures du local et à leur activité du moment.

1.1.5 - Le niveau du bruit

La **pollution sonore** pose un problème qui est beaucoup trop complexe pour qu'il soit possible de l'analyser dans le cadre de ce chapitre.

1.2 - LES CONDITIONS PSYCHOLOGIQUES

Les facteurs psychologiques jouent un rôle important en climatisation de confort.

Leur analyse est très complexe et fait intervenir des données subjectives qui varient avec l'individu en fonction :

— de son sexe
— de son âge
— de son milieu social
— de sa forme d'éducation
— de sa culture technologique, etc...

Il est très courant de constater qu'une installation de climatisation de confort, bien que réalisée suivant des données de base convenables, puisse quelquefois créer chez certains individus une sensation d'inconfort intolérable.

Citons comme exemple de telles réactions :

- l'**irritabilité** du sujet qui peut entraîner une plus ou moins bonne adaptation aux faibles variations de températures ou de vitesses de l'air dans le local

- l'absence de **concentration de l'attention** qui peut augmenter dans certains cas la sensibilité thermique du sujet

- l'**inadaptation,** puis l'hostilité du sujet à toute nouvelle technique de climatisation. Dans ce cas, l'individu préfère les conditions traditionnelles de confort auxquelles il est **habitué** même s'il se rend compte de leurs inconvénients

- l'état de **claustrophobie** du sujet devant l'impossibilité d'ouvrir les fenêtres d'un local climatisé

- l'**autosuggestion** du sujet par suite de l'influence de certaines idées reçues ou préconçues. Il suffira par exemple qu'une personne se trouve dans un local chauffé par sol et plafond rayonnants, même si l'installation est particulièrement bien réalisée, pour qu'il se plaigne immédiatement de maux susceptibles de se produire dans des installations mal conçues.

Bien que souvent non fondées, ces réactions psychologiques doivent absolument être prises en considération pour réaliser un environnement confortable et agréable.

Même s'il est difficile de prévoir les effets des réactions provenant de l'état psychologique des occupants, le contrôle de l'environnement doit être fait avec suffisamment de **souplesse** et de **précision** pour compenser à tout moment ces facteurs psychologiques.

1.3 - LES CONDITIONS BIOLOGIQUES

Les conditions biologiques de la climatisation de confort concernent essentiellement le **contrôle de la pureté de l'air, l'élimination des virus et des bactéries** ainsi que la **lutte contre les odeurs.**

2 - Les climats intérieurs de type industriel

Les conditions de base des climats intérieurs de **type industriel** sont beaucoup plus difficiles à définir.

En effet, ce type de climatisation se propose essentiellement de créer à l'intérieur des bâtiments industriels des conditions optimales :

— pour le développement normal de certains procédés de fabrication

— pour la conservation de matières ou de produits entreposés.

Par conséquent, les impératifs des fabrications imposent des conditions intérieures particulières qui ne sont pas toujours compatibles avec le confort du personnel ou des travailleurs.

On doit donc s'efforcer de rechercher un compromis entre les **impératifs des fabrications** et le **confort des travailleurs** avec le souci constant de l'hygiène et de la sécurité des individus et en vue de l'amélioration du rendement de la production. La recherche de ce compromis repose essentiellement sur l'étude des « **contraintes** » auxquelles sont soumis les individus placés dans des ambiances industrielles données.

2.1 - INDICE DE CONTRAINTE THERMIQUE

De nombreux physiologistes ont essayé de définir une méthode permettant de caractériser le comportement de l'individu dans une ambiance déterminée. Celle qui semble actuellement donner les meilleurs résultats fait appel à la notion d'**indice de contrainte thermique** (heat stress index) établie par BELDING, HATCH et HERTIG.

L'indice de contrainte thermique I_{ct} caractérise la contrainte thermique à laquelle un individu est soumis. C'est le rapport de la quantité de chaleur qu'il doit normalement évacuer par sudation pour maintenir l'équilibre thermique de son corps au cours de son activité du moment à la quantité maximale de chaleur qu'il serait susceptible d'évacuer par sudation dans les mêmes conditions d'environnement. On a la relation :

$$\underset{[\%]}{I_{ct}} = 100 \cdot \frac{Q_v}{Q_{v_{maxi}}}$$

Etude de Q_v

Q_v est la quantité de chaleur que l'individu doit évacuer par sudation en fonction de son activité. Elle dépend du métabolisme et des conditions de l'ambiance.

Elle s'exprime par la relation (voir paragraphe 1.1.1) :

$$Q_v = M \pm Q_r \pm Q_c \qquad [W]$$

M : métabolisme de l'individu (fonction de son activité)

Q_r : échanges par rayonnement (positifs ou négatifs selon la température radiante moyenne de l'environnement)

Q_c : échanges par convection (positifs ou négatifs selon la température de l'air ambiant).

Les valeurs du métabolisme **M** sont données au **tableau 2.1.I** pour diverses activités.

Etude de $Q_{v_{maxi}}$

$Q_{v_{maxi}}$ est la quantité maximale de chaleur qu'un homme jeune, robuste et bien acclimaté est susceptible d'évacuer dans une ambiance déterminée.

Elle est fonction de la température sèche de l'air ambiant, du degré hygrométrique et de la vitesse de l'air au voisinage du corps.

Elle s'exprime par la relation (voir paragraphe 1.1.1) (page 65) :

$$\underset{[W]}{Q_{v_{maxi}}} = 0{,}19\ \underset{[m/s]}{w^{0,4}}\ (5621 - \underset{[Pa]}{p_v})$$

La valeur limite pratique de $Q_{v_{maxi}}$ est

$$Q_{v_{maxi}} = 702 \text{ Watts}$$

Cette valeur correspond à l'évaporation d'un litre de sueur par heure. C'est la **limite physiologique de sudation.** Elle correspond à un indice de contrainte thermique de 100 [%].

Calcul de I_{ct}

La détermination de I_{ct} fait appel à des calculs très longs et compliqués.

L'abaque de la **figure 2.1.a** permet de connaître rapidement l'indice de contrainte thermique.

EXEMPLE :

Considérons un local industriel dans lequel les conditions intérieures sont les suivantes :

— température résultante sèche : 54 [°C]

— température sèche de l'air : 37,7 [°C]

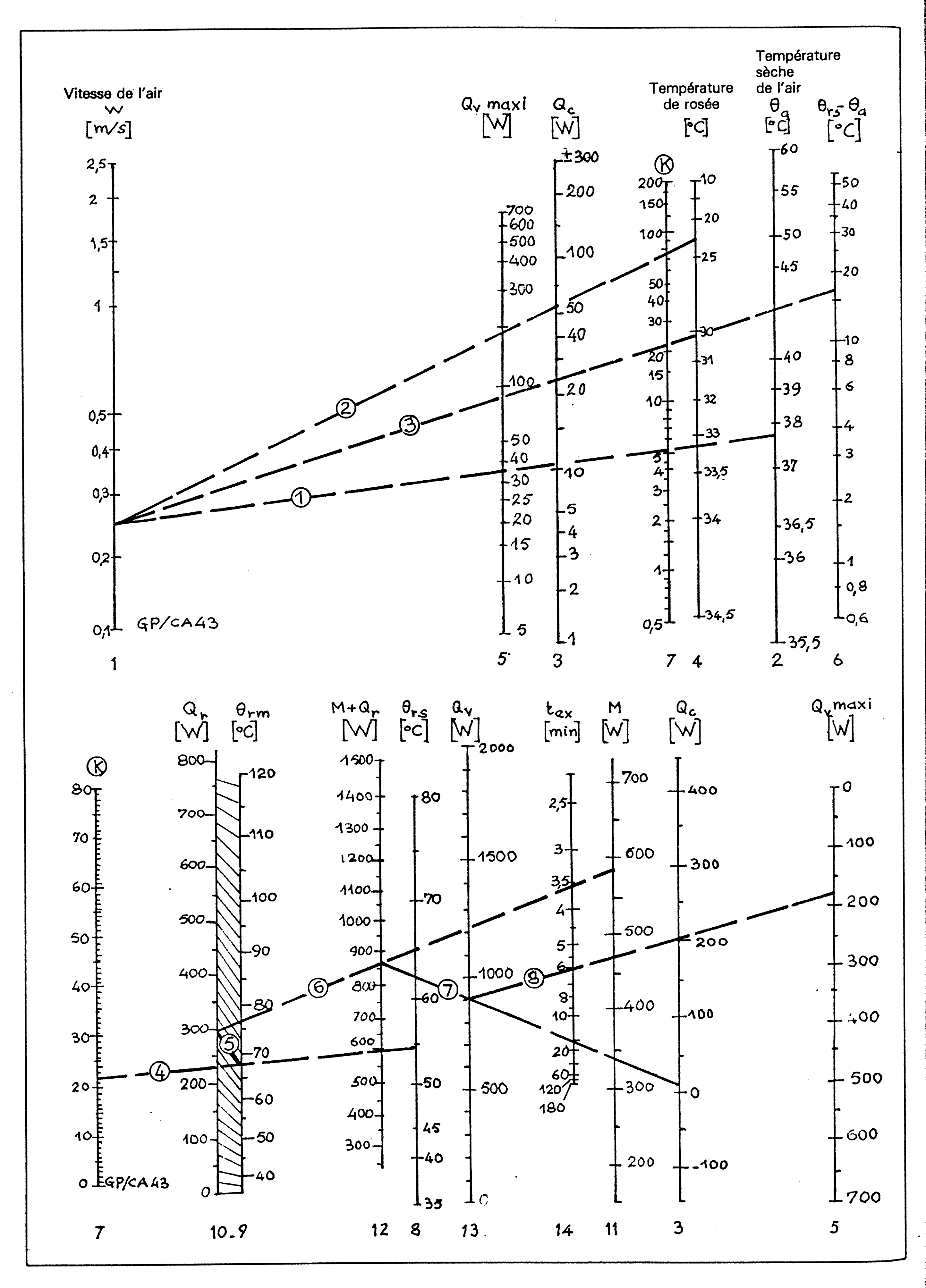


Fig. 2.1.a. — Détermination de l'indice de contrainte thermique et du temps maximal de séjour

TABLEAU 2.1.I VALEUR DU METABOLISME POUR DIVERSES ACTIVITES

TYPE D'ACTIVITE	METABOLISME M [watts]
Sommeil	70
Repos :	
— couché	104
— assis	111 à 116
— debout	116 à 133
Travail léger :	
— assis, mouvements modérés	128
— machine à écrire	81 à 110
— machines-outils	128
— travaux d'assemblage	128
— imprimerie	151
— travaux de montage	186
— mécanicien radio	186
— conduite automobile	197
Travail modéré :	
— tôlier	209
— cordonnier	209
— marche réduite	209 à 267
— machiniste	215
— mineur	267 à 650
— maçon	278 à 336
— marche intense	348 à 464
— effort de poussée	348 à 487
— sciage	394
— travail à la pioche	418 à 615
— jardinage	418
— forgeage	441 à 464
Travail pénible :	
— conduite de fours	464 à 696
— travail intense de poussée, de traction ou de soulèvement	464 à 580
— abattage d'arbes	568 à 882
— travail maximal continu	580 à 928

— température humide de l'air : 26,7 [°C]
— température de rosée de l'air : 22,8 [°C] (lue sur le diagramme de l'air humide)
— vitesse de l'air ambiant : 0,25 [m/s].

Dans ce local, un travailleur effectue un travail pénible et son métabolisme est 580 watts.

Calculons l'indice de contrainte thermique auquel est soumis ce travailleur en utilisant l'abaque de la **figure 2.1.a.**

a/ Déterminons d'abord les échanges par convection Q_c du travailleur.

Joignons sur la ligne verticale **1** le point représentant la valeur de la vitesse de l'air 0,25 [m/s] avec le point représentatif de la valeur de la température sèche de l'air ambiant 37,7 [°C] sur la verticale **2.**

La droite (1) obtenue coupe la verticale **3** au point d'ordonnée + 12 [W].

$$Q_c = +12 \text{ Watts}$$

La valeur positive de Q_c provient de ce que la température sèche de l'air ambiant est supérieure à 35 [°C], température superficielle des vêtements du travailleur. Ce dernier reçoit de la chaleur par convection.

b/ Ensuite, déterminons la valeur de $Q_{v_{maxi}}$ en joignant sur la ligne verticale **1** le point représentant la valeur de la vitesse de l'air 0,25 [m/s] avec le point représentatif de la température de

rosée de l'air 22,8 [°C]. La droite ② coupe la verticale **5** en un point d'ordonnée 174 [W].

c/ Déterminons la valeur de transfert K sur la verticale **7** en joignant 0,25 [m/s] depuis la verticale **1** jusqu'à la valeur de l'écart

$$\theta_w - \theta_a = 54 - 38 = 16\ [°C]$$

On peut lire à l'intersection de la droite ③ avec la verticale **7** :

$$K = 22$$

d/ Sur le deuxième abaque à points alignés, reportons la valeur de K=22 et joignons ce point à la valeur de la température résultante sèche de l'air sur la verticale **8**, soit 54 [°M].

La droite ④ coupe la verticale **9** en un point dont l'ordonnée représente la température radiante moyenne des parois, soit

$$\theta_{rm} = 68\ [°C]$$

e/ Reportons cette valeur sur la verticale **10** en suivant la droite ⑤ de rappel. Nous obtenons Q_r, c'est-à-dire les échanges par rayonnement entre le travailleur et les parois environnantes, soit :

$$Q_r = +307\ [W]$$

f/ Partant de cette dernière valeur, nous obtenons la droite ⑥ qui aboutit à la valeur du métabolisme 580 [w]. Par intersection avec la verticale **12**, nous obtenons :

$$M + Q_r = 887\ [W]$$

g/ Joignons cette valeur de 887 [w] à la valeur de Q_c précédemment déterminée, soit

$$Q_c = +12\ [W]$$

La droite ⑦ permet de lire sur la verticale **13** la valeur de Q_v, c'est-à-dire 905 [w] environ.

h/ Nous pouvons enfin calculer la valeur de I_{ct} :

$$I_{ct} = \frac{Q_v}{Q_{v_{maxi}}} = 100 . \frac{905}{174}$$

$$\boxed{I_{ct} = 520\ [\%]}$$

TABLEAU 2.1.II : INTERPRETATION PHYSIOLOGIQUE DE L'INDICE DE CONTRAINTE THERMIQUE

I_{ct} [%]	SENSATION PHYSIOLOGIQUE CORRESPONDANTE
— 20 à — 10	Sévère sensation de froid
— 10 à 0	Légère sensation de froid
0	Aucune sensation thermique
0 à 10	Légère sensation de chaleur. Conditions favorables à un travail sédentaire ou intellectuel
10 à 20	Sensation de chaleur modérée. Conditions défavorables à un travail intense ; légère diminution du rendement
20 à 30	Sensation de chaleur entraînant des diminutions substantielles de rendement
30 à 50	Sensation intense de chaleur ne pouvant être supportée que par un personnel sélectionné et particulièrement adapté. Décroissance rapide du rendement
50 à 90	Sensation insupportable de chaleur entrainant l'arrêt de toute activité, des difficultés respiratoires et l'accélération du rythme cardiaque. Un très faible pourcentage d'individus peut être qualifié pour travailler dans ces conditions et seulement après avoir subi une sélection médicale et une période d'essai
90 à 100	Contrainte thermique maximale que puissent supporter des hommes jeunes, robustes et sélectionnés
100	Limite physiologique de contrainte thermique

Interprétation de I_{ct}

L'indice de contrainte thermique donne des indications intéressantes sur les réactions physiologiques des travailleurs ayant une activité plus ou moins importante dans une ambiance industrielle déterminée.

Le **tableau 2.1.II** permet d'interpréter l'indice de contrainte thermique et de prévoir les réactions physiologiques d'un travailleur exposé pendant un séjour continu de huit heures dans un milieu particulier.

L'examen de ce tableau montre qu'un indice compris entre 0 et 20 doit être réalisé si l'on veut que le personnel travaille avec un rendement optimal et dans des conditions de confort acceptables.

2.2 - TEMPÉRATURE RÉSULTANTE HUMIDE

L'indice de contrainte thermique, que nous avons précédemment défini, permet de caractériser le comportement d'un travailleur dans une ambiance industrielle généralement très chaude.

La méthode déterminant cet indice est longue et compliquée.

C'est la raison pour laquelle YAGLOU et MISSENARD ont fait appel à une notion plus simple — que nous appellerons « **la température résultante humide** » (Wet bulb globe temperature ou Indice de YAGLOU) — pour caractériser d'une façon suffisamment précise les ambiances industrielles très chaudes.

La température résultante humide est définie par la relation :

$$\theta_{rh} = 0{,}7\ \theta_h + 0{,}3 \left[\left(\theta_{rs} - \theta_a \right) k + \theta_a \right]$$

dans laquelle :

θ_{rh} : température résultante humide ou indice de YAGLOU

θ_h : température humide de l'air [°C]

θ_{rs} : température résultante sèche [°C]

θ_a : température sèche de l'air [°C]

k : facteur d'absorbtion dû aux vêtements du travailleur en présence d'un rayonnement solaire

$k = 0{,}45$: vêtements blancs

$k = 0{,}65$: vêtements de couleur moyenne

$k = 0{,}75$: vêtements de couleur foncée.

En l'absence de rayonnement solaire (atelier aveugle, aucune ouverture vers l'extérieur), k est égal à 1 et la relation précédente devient :

$$\boxed{\theta_{rh} = 0{,}7\ \theta_h + 0{,}3\ \theta_{rs}}$$

Elle est indépendante de la température sèche de l'air.

La température résultante humide fait donc appel à trois mesures simples :

— la **température résultante sèche** qui se mesure grâce à un « thermomètre globe » et qui est influencée par la **vitesse de l'air ambiant**

— la **température humide** qui se détermine à l'aide d'un thermomètre à bulbe humide

— la **température sèche de l'air** mesurée par un thermomètre ordinaire.

Une fois calculée la valeur de la température résultante humide θ_{rh}, le **tableau 2.2.I** permet de vérifier si cette valeur est compatible avec le type d'activité du travailleur.

Le **tableau 2.2.I** indique les **valeurs maximales** de θ_{rh} recommandées pour certains travaux en fonction du temps de presence du travailleur à son poste.

EXEMPLE :

Considérons un travailleur effectuant un travail pénible (métabolisme 580 watts) dans un atelier non ensoleillé et dans lequel les conditions intérieures sont les suivantes :

— température résultante sèche 54 [°C]

— température humide de l'air 26,7 [°C].

Calculons la température résultante humide :

$$\theta_{rh} = 0{,}7\ \theta_h + 0{,}3\ \theta_{rs}$$

$$\theta_{rh} = 0{,}7 \times 26{,}7 + 0{,}3 \times 54$$

$$\underline{\theta_{rh} \simeq 35\ [°C]}$$

Le **tableau 2.2.I** nous indique que ce travailleur pourrait effectuer ce travail par périodes de durée inférieure à 30 minutes alternant avec un repos d'une heure environ pris dans une ambiance confortable (plus froide).

Cet exemple fait apparaître l'importance des notions de **temps maximal de séjour** et de **temps minimal de récupération.**

2.3 - TEMPS MAXIMAL DE SÉJOUR

2.3.1 - Définition

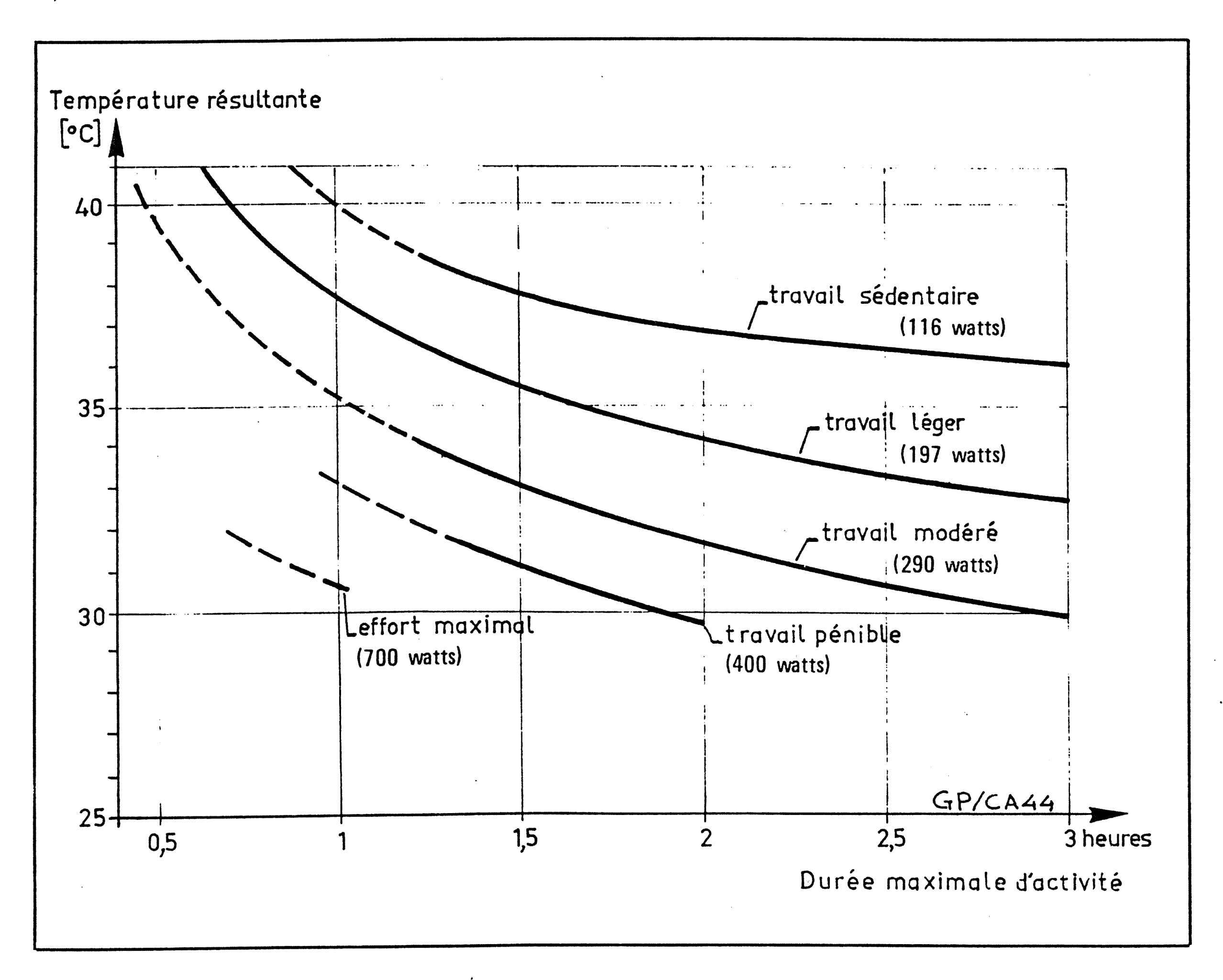
On appelle **temps maximal de séjour** la plus grande durée d'activité continue qu'un travailleur peut tolérer dans une ambiance industrielle donnée (généralement chaude) sans que l'élévation de la température intérieure de son organisme dépasse 1,5 [deg] et sans que son rendement diminue sensiblement.

Physiologiquement, cette élévation de température de 1,5 [deg] est parfaitement bien tolérée par tout individu en bonne santé. On considère généralement que cette élévation de température de 1,5 [°C] correspond à une quantité de chaleur de 272 [kJ] n'ayant pu être évacuée par l'organisme par échanges thermiques avec l'ambiance.

TEMPS DE PRESENCE DU TRAVAILLEUR A SON POSTE	TYPE D'ACTIVITE		
	Travail léger, sédentaire et assis	Travail modéré debout (machine-outil)	Travail pénible (efforts de poussée, de levage, etc...)
Travail quotidien continu			
(8 heures par jour et 10 minutes de repos par heure)			
— poste de travail intérieur	32 [°C]	30 [°C]	27 [°C]
— poste de travail extérieur	34,5 [°C]	32 [°C]	30 [°C]
Travail intermittent			
(alternant avec une heure de repos pris dans des conditions de température confortables)			
Durée de travail :			
— 3 heures	34,5 [°C]	31,5 [°C]	29 [°C]
— 2 heures	35,5 [°C]	33 [°C]	30 [°C]
— 1 heure	38 [°C]	35 [°C]	32 [°C]
— 30 minutes	41 [°C]	38 [°C]	35 [°C]
— 20 minutes	44,5 [°C]	41 [°C]	38 [°C]

TABLEAU 2.2.I — TEMPERATURE RESULTANTE HUMIDE MAXIMALE COMPATIBLE AVEC L'ACTIVITE DES OCCUPANTS ET LE TEMPS DE SEJOUR

FIG. 2.3.a. — TEMPS DE SEJOUR MAXIMAL QU'UN TRAVAILLEUR PEUT TOLERER EN FONCTION DE SON ACTIVITE ET DES CONDITIONS DE L'AMBIANCE



2.3.2 - Calcul

Le temps maximal de séjour se calcule par la relation :

$$\underset{[min]}{t_{ex}} = \frac{4524}{Q_v - Q_{v\,maxi}}$$

dans laquelle :

t_{ex} : temps maximal de séjour en minutes

Q_v : quantité de chaleur que le travailleur doit évacuer par échange thermique avec l'ambiance en fonction de son activité [w].

$Q_{v\,maxi}$: quantité **maximale** de chaleur que le travailleur est **susceptible** d'évacuer dans l'ambiance **où il travaille** [w].

La **figure 2.3.a** permet de calculer la durée maximale d'activité qu'un travailleur bien portant peu tolérer dans une ambiance caractérisée par une température résultante comprise entre 30 et 40 [°C]. Les courbes en pointillé signalent que toute activité, dans ces conditions particulières, entraîne un rythme cardiaque supérieur à 140 battements par minute.

Lorsque les conditions intérieures sont plus sévères, on peut déterminer graphiquement le temps maximal de séjour au moyen de l'abaque à points alignés de la **figure 2.1.a.** Il suffit d'aligner la valeur de $Q_{v\,maxi}$ sur la verticale **5** avec la valeur de Q_v sur la verticale **13.** La droite obtenue coupe la verticale **14** où l'on peut lire la valeur de t_{ex}.

2.3.3 - Exemple

Reprenons l'exemple du paragraphe 2.1.

Nous avons trouvé :

$$Q_v = 905\,[Watts]$$

$$Q_{v\,maxi} = 174\,[Watts]$$

Joignons ces deux valeurs sur les verticales **13** et **5**, la droite ⑧ obtenue coupe la verticale **14** en un point d'ordonnée **6** [min] :

$$t_{ex} = 6\ [min]$$

Le calcul de t_{ex} donnerait de même

$$t_{ex} = \frac{4524}{905 - 174} \simeq 6\,[min]$$

Donc, ce travailleur qui effectue un travail pénible (métabolisme 580 watts) dans une ambiance industrielle dont la température résultante sèche est 54 [°C] ne peut tolérer un temps de séjour supérieur à 6 minutes.

2.4 - TEMPS MINIMAL DE RÉCUPÉRATION

2.4.1 - Définition

On appelle **temps minimal de récupération**, le temps de repos nécessaire à un travailleur ayant terminé son temps d'activité dans une ambiance où les conditions de température sont très sévères, pour qu'il puisse éliminer normalement l'excédent de chaleur que son corps a emmagasiné au cours de son travail.

Ce repos doit être pris dans une ambiance où les conditions intérieures sont confortables et n'entraînent pas de « **choc thermique** » susceptible d'entraîner des désordres physiologiques. On admet que la différence entre les températures résultantes des deux ambiances ne doit pas dépasser 10 à 15 degrés.

2.4.2 - Calcul

Le temps minimal de récupération se calcule par la relation

$$\underset{[min]}{t_r} = \frac{4524}{Q_{v\,maxi} - Q_v}$$

dans laquelle :

t_r : temps minimal de récupération en minutes

$Q_{v\,maxi}$: quantité **maximale** de chaleur que le travailleur est susceptible d'évacuer dans l'ambiance **où il se repose** [w]

Q_v : quantité de chaleur que le travailleur peut évacuer par sudation pendant son temps de repos [w].

Les valeurs de Q_v et $Q_{v\,maxi}$ sont à déterminer en fonction du repos complet du travailleur dans un local spécialement conçu à cet effet.

2.4.3 - Exemple

Poursuivons l'exemple du paragraphe 2.1.

Après un temps de séjour de 6 minutes, le travailleur doit se reposer dans un local où les conditions intérieures sont les suivantes :

- vitesse de l'air ambiant 0,5 [m/s]
- température résultante sèche 40 [°C]
- température sèche de l'air 35 [°C]
- température humide de l'air 20 [°C]
- température de rosée de l'air (lue sur le diagramme de l'air humide) 12 [°C].

Dans ce local, on considère que le métabolisme de l'ouvrier est de 116 watts (repos debout, **tableau 2.1.I**).

TABLEAU 2.5.I — DONNEES DE BASE DES CLIMATS INDUSTRIELS (à titre indicatif)

Type d'industrie	Procédé industriel	Température sèche de l'air [°C]		Tolérance [°C]	Degré hygrométrique [%]	Tolérance [%]
		Hiver	Eté			
ABRASIFS	**fabrication des papiers abrasifs, meules**	25	25	± 1	50	± 5
ALIMENTAIRE						
● **Boulangerie et pâtisserie industrielles**	**stockage :**					
	farine	18	24	± 1	60	± 5
	conserves	5	5	± 1	60	± 5
	fruits frais	2	2	± 1	60	± 5
	lait	8	12	± 1	60	± 5
	levure	5	5	± 1	65	± 5
	œufs	2	2	± 1	50	± 5
	sirop frais	5	5	± 1	60	± 5
	sucre	18	25	± 1	35 à 50	—
	ingrédients secs (lait en poudre)	21	21	± 1	60	± 5
	ingrédient frais (beurre)	5	5	± 1	80	± 5
	papier hydrofuge	18	24	± 1	40 à 50	—
	fabrication :					
	pétrissage du pain	18	25	± 1	50 à 65	—
	chambre de fermentation	26	26	± 2	70 à 75	—
	attente avant cuisson	34	34	± 2	80 à 85	—
	refroidissement du pain	21	27	± 1	80 à 85	—
	pétrissage des gâteaux	22	22	± 1	65	± 5
	pétrissage (pâte levée)	35	35	± 1	—	—
	gâteaux secs	17	17	± 1	50	± 5
	empaquetage	17	17	± 1	60	± 5
● **Confiserie**						
— fruits secs	**fabrication**	12	12	± 1	50	± 5
— bonbons	**nougat, caramel, bonbons durs :**					
	fabrication	22	22	± 1	45	± 5
	mélange et refroidissement	25	25	± 1	35	± 5
	tunnel de refroidissement	25	25	± 2	42	± 2
	emballage	5	5	± 2	80	± 5
	stockage	22	22	± 2	42	± 3
		20	20	± 2	42	± 3
	bonbons au chocolat :					
	garniture intérieure	28	28	± 2	42	± 3
	trempage manuel	17	17	± 2	52	± 3
	salle d'enrobage	26	26	± 1	55	± 5
	machine à enrober	32	32	± 1	13	± 5
	décoration	21	21	± 1	45	± 5
	tunnel de refroidissement	5	5	± 2	80	± 5
	emballage	19	19	± 1	50	± 5
	stockage	18	18	± 2	40 à 50	—
— chewing gum	**fabrication**	25	25	± 1	33	± 2
	roulage	20	20	± 1	63	± 2
	laminage	22	22	± 1	53	± 2
	découpage	22	22	± 1	50	± 3
	emballage	22	22	± 1	55	± 3
● **Céréales**	**stockage**	25	25	± 1	50	± 5
	empaquetage	25	25	± 1	50	± 5
● **Pâtes alimentaires**	**fabrication**	18	18	± 1	50	± 5
ALLUMETTES	**fabrication**	22	22	± 5	50	± 5
	séchage	22	22	± 2	40	± 2
	stockage	16	16	± 1	50	± 5

TABLEAU 2.5.I — DONNEES DE BASE DES CLIMATS INDUSTRIELS (à titre indicatif) (*Suite*)

Type d'industrie	Procédé industriel	Température sèche de l'air [°C]		Tolérance [°C]	Degré hygrométrique [%]	Tolérance [%]
		Hiver	Eté			
ARMEMENT (munitions)						
	pièces métalliques :					
	séchage des pièces	88	88	± 2	—	—
	séchage des peintures	43	43	± 2	—	—
	poudre, détonateurs :					
	séchage	52	52	± 2	—	—
	stockage					
	— charges normales	21	21	± 1	40	± 1
	— charges traçantes	30	30	± 3	40	± 1
BOIS						
	contreplaqué :					
	pressage à chaud	32	32	± 2	60	± 5
	pressage à froid	32	32	± 2	20	± 5
BRASSERIE						
	stockage :					
	houblon	0	0	± 1	60	± 5
	orge (malt)	12 à 27	12 à 27	—	60	± 5
	levure liquide	0	0	± 1	70	± 5
	fabrication :					
	bière blonde	1	1	± 1	70	± 5
	bière brune	5	5	± 2	70	± 5
	fermentation :					
	bière blonde	5	5	± 2	70	± 5
	bière brune	12	12	± 1	70	± 5
	mise en fûts	1	1	± 1	70	± 5
CERAMIQUE						
	stockage de l'argile	21	21	± 5	70	± 20
	modelage	27	27	± 1	65	± 5
	décoration	25	25	± 2	45 à 50	—
COSMETIQUES						
	fabrication	19	19	± 1	—	—
CUIR						
	séchage :					
	tannin végétal					
	— dix premiers jours	20	20	± 1	75	± 5
	— séchage final	30	30	± 1	35	± 5
	tannin au chrome	50	50	± 1	75	± 5
	stockage :					
	courte durée	13	13	± 2	< 80	—
	longue durée	13	13	± 2	50	± 10
DISTILLERIE (whisky)						
	stockage :					
	grain	15	15	± 2	38	± 2
	ferment liquide	0,5	0,5	± 0,5	—	
	fabrication	20	20	± 5	50	± 10
	vieillissement	20	20	± 2	55	± 5
ELECTRIQUE						
	bobinage	22	22	± 1	15	± 5
	montage de tubes	20	20	± 1	40	± 5
	fabrication :					
	— appareils	21	21	± 1	52	± 3
	— thermostats	24	24	± 1	52	± 3
	— appareils de mesure	23	23	± 0,5	61	± 2
	— disjoncteurs	23	23	± 1	50	± 5
	assemblage de précision	22	22	± 1	42	± 2
	entoilage des conducteurs	24	24	± 1	65	± 5
	montage :					
	— parafoudre	20	20	± 1	30	± 10
	— disjoncteurs thermiques	24	24	± 1	50	± 10
	— redresseurs secs	23	23	± 1	35	± 5
	stockage :					
	— fils	25	25	± 1	10	± 5
	— papier	23	23	± 1	50	± 5

TABLEAU 2.5.I — DONNEES DE BASE DES CLIMATS INDUSTRIELS (à titre indicatif) *(Suite)*

Type d'industrie	Procédé industriel	Température sèche de l'air [°C]		Tolérance [°C]	Degré hygrométrique [%]	Tolérance [%]
		Hiver	Eté			
FOURRURES						
	séchage	43	43	± 1	—	—
	traitement par le froid	— 7	— 7	± 3	—	—
	conservation	+ 7	+ 7	± 3	60	± 5
IMPRIMERIE						
	stockage papier	17	25	± 3	hiver 62 été 50	± 3 ± 5
	presses :					
	— procédé à plat	25	25	± 1	45 à 50	—
	— procédé rotatif	25	25	± 1	50 à 55	—
	polychromie	26	26	± 1	46	± 2
	photogravure	22	22	± 1	50	± 5
	reliure, brochage, encollage	23	23	± 3	50	± 5
MECANIQUE						
● **Mécanique générale**						
	fabrication, assemblage :					
	— engrenages	25	25	± 1	38	± 3
	— vannes	24	24	± 1	40	± 5
	— compresseurs	22	22	± 1	30 à 45	—
	— réfrigérateurs	20	20	± 2	50	± 5
	— groupes frigorifiques	22	22	± 1	32	± 3
	essais de matériel	23	23	± 5	47	± 3
	stockage :					
	— joints	28	28	± 2	50	± 5
● **Mécanique de précision**						
	calibrage, assemblage	21	21	± 1	50	± 3
	rectification	25	25	± 2	40	± 5
	atelier d'outillage	22	22	± 1	50	± 5
OPTIQUE						
	coulage	24	24	± 2	45	± 5
	polissage	27	27	± 1	75	± 5
PEINTURES						
	peinture au pistolet	24	24	± 1	—	—
	séchage à l'air :					
	— peinture à l'huile	15	32	± 5	60	± 5
	— vernis	21	32	± 5	60	± 5
PHARMACIE						
	conservation des poudres :					
	— avant fabrication	23	23	± 3	33	± 3
	— après fabrication	25	25	± 2	25	± 10
	broyage	27	27	± 1	35	± 5
	mise en comprimés	23	23	± 3	40	± 5
	enrobage des comprimés	27	27	± 2	35	± 5
	poudres et comprimés effervescents	32	32	± 2	15	± 5
	préparations hypodermiques	25	25	± 2	30	± 5
	colloïdes	21	21	± 1	40	± 10
	sirops	27	27	± 2	40	± 5
	produits glandulaires	26	26	± 1	8	± 3
	fabrication d'ampoules	27	27	± 1	35	± 5
	encapsulage	26	26	± 1	45	± 5
	stockage des capsules	24	24	± 1	38	± 3
	microanalyse	20	25	± 2	50	± 5
	produits biologiques	27	27	± 2	35	± 5
	sérums	20	25	± 2	50	± 5
	animaleries	20	25	± 2	50	± 5
PHOTOGRAPHIE						
	fabrication de films	21	21	± 3	40 à 65	—
	films de sécurité	15	27	± 3	45 à 50	—
	découpage, emballage	21	21	± 3	50	± 10

TABLEAU 2.5.I — DONNEES DE BASE DES CLIMATS INDUSTRIELS (à titre indicatif) *(Suite)*

Type d'industrie	Procédé industriel	Température sèche de l'air [°C] Hiver	Eté	Tolérance [°C]	Degré hygrométrique [%]	Tolérance [%]
PHOTOGRAPHIE *(Suite)*	stockage :					
	— pellicules brutes	22	22	± 2	40 à 65	—
	— pellicules normales	16	27	± 2	45 à 50	—
	— pellicules au nitrate	4	10	± 2	45 à 65	—
	tirage, reproduction	20	20	± 0,3	50	± 5
PLASTIQUES						
	moulage des thermodurcissables	27	27	± 1	28	± 3
	cellophane	25	25	± 2	45 à 65	—
REVETEMENT						
● Caoutchouc						
	fabrication	32	32	± 2	—	—
	durcissement	27	27	± 1	25 à 30	—
	stockage	16	24	± 1	45	± 5
● Linoléum						
	oxydation de l'huile de lin	35	35	± 3	24	± 4
	impression	27	27	± 1	30 à 50	—
TABAC						
	stockage tabac brut	32	32	± 2	80 à 90	—
	assouplissement	32	32	± 2	85 à 90	—
	découpage	27	27	± 3	70	± 5
	fabrication :					
	— cigarettes	22	22	± 1	60	± 3
	— cigares	22	22	± 1	65	± 3
	mise en paquets	24	24	± 2	75	± 5
	emballage, expédition	24	24	± 2	60	± 5
TEXTILE						
● Coton écru						
	stockage	25	25	± 5	≥ 65	—
	ouvraison	22	22	± 2	50 à 55	—
	battage	22	28	± 2	50	± 5
	carderie	≥ 22	≥ 22	—	50	± 5
	peignage	24	24	± 2	65	± 5
	préparation filature	24	24	± 2	55	± 5
	filature	25	30	± 2	50 à 65	—
	préparation tissage	22	22	± 2	65	± 5
	stockage	—	—	—	≥ 65	—
	tissage	22	22	± 2	80	± 10
	tricotage	≥ 24	≥ 24	—	65	± 5
● Coton blanchi ou teint						
	carderie	22	22	± 2	70	± 10
● Schappe						
	préparation filature	—	—	—	65	± 5
	filature	—	—	—	70	± 5
● Fibranne						
	viscose :					
	— stockage	21	21	± 1	55 à 65	
	— ouvraison	≥ 22	≥ 22	—	50 à 55	
	— battage	≥ 22	≥ 22	—	50 à 60	
	— carderie	24	24	± 2	50 à 55	
	— préparation	24	24	± 1	55 à 60	
	— filature	28	28	± 3	50 à 65	
	— préparation tissage	22	22	± 2	60 à 70	
	— tissage	22	22	± 2	70 à 80	
	acétate :					
	— stockage	21	21	± 1	50	± 5
	— ouvraison	≥ 22	≥ 22	—	50 à 60	
	— battage	≥ 22	≥ 22	—	50 à 60	
	— carderie	24	24	± 2	55 à 60	
	— préparation	24	24	± 1	55 à 60	
	— filature	28	28	± 3	60 à 70	
	— préparation tissage	22	22	± 2	60 à 70	
	— tissage	22	22	± 2	60 à 75	

TABLEAU 2.5.I — DONNEES DE BASE DES CLIMATS INDUSTRIELS (à titre indicatif) *(Suite)*

Type d'industrie	Procédé industriel	Température sèche de l'air [°C] Hiver	Température sèche de l'air [°C] Eté	Tolérance [°C]	Degré hygrométrique [%]	Tolérance [%]
● Fibranne *(Suite)*	nylon :					
	— stockage	21	21	± 1	> 70	
	— ouvraison	≥ 22	≥ 22	—	65 à 75	
	— battage	≥ 22	≥ 22	—	60 à 65	
	— carderie	24	24	± 2	60 à 75	
	— préparation	24	24	± 1	70 à 80	
	— filature	28	28	± 3	65 à 80	
	— préparation tissage	22	22	± 2	65 à 75	
	— tissage	22	22	± 2	70 à 80	
● Fibres dures (lin, jute, chanvre, étoupes)						
	carderie	21	21	± 1	70	± 3
	préparation filature	23	23	± 1	65	± 1
	filature au mouillé	26	26	± 1	55 à 70	—
	filature au sec	26	26	± 1	60 à 75	—
	préparation tissage	≥ 20	> 20		65 à 70	—
	tissage	20	20	± 1	75 à 85	—
● Laine cardée						
	ouvraison	≥ 22	≥ 22	—	60 à 65	—
	carderie	≥ 22	≥ 22	—	70 à 75	—
	filature	24	24	± 2	65 à 75	—
	préparation tissage	≥ 20	> 20	—	60 à 75	—
	tissage	≥ 20	≥ 20	—	60 à 70	—
● Laine peignée						
	carderie	22	30	—	70 à 80	
	peignage	22	30	—	70 à 80	
	préparation filature	22	30	—	70 à 80	
	filature	22	30	—	75 à 85	
	préparation tissage	≥ 20	> 20	—	60 à 70	
	tissage	≥ 20	≥ 20	—	60 à 70	
● Fibres continues						
	soie et schappe :					
	— retordage	22	27	—	70 à 75	—
	— préparation tissage	22	27	—	60 à 70	—
	— tissage	22	27	—	60 à 70	—
	— tricotage	27	27	± 1	60 à 70	—
	viscose :					
	— préparation tissage	22	27	—	60 à 70	
	— tissage	22	27	—	60 à 70	
	acétate :					
	— tissage	22	27	—	60 à 70	
	nylon :					
	— tissage	22	27	—	70 à 80	
	— tricotage	27	27	± 1	55	± 3
	rhovyl :					
	— tissage	22	27	—	60	± 3
	verre :					
	— tissage	22	27	—	70	± 3
● Textiles artificiels						
	filature	24	30	—	60 à 80	—
	finissage	20	27	—	65 à 80	—
VERRES						
	découpage	20	25	± 2	50	± 5
	laminage polyvynile	13	13	± 2	15	± 3



Quatrième partie : Distribution de l'air dans les installations de climatisation

APRES avoir exposé, dans les deuxième et troisième parties, les données de base de notre environnement extérieur et intérieur, nous abordons à présent l'étude de la distribution de l'air dans les installations de climatisation.

Cette étude est **fondamentale** parce qu'elle peut s'appliquer à n'importe quel ensemble de climatisation.

La distribution de l'air a un rôle essentiel dans une installation. C'est d'une distribution correcte de l'air climatisé que dépend le contrôle efficace de notre environnement immédiat. C'est la raison pour laquelle nous analyserons dans le détail la plupart des problèmes que pose la distribution de l'air tant au niveau du **soufflage de l'air** dans les locaux climatisés qu'au niveau de la **circulation de l'air** dans les réseaux de l'installation.

Au cours de cette quatrième partie de notre étude, nous reprendrons la plupart des notions de base qui ont été exposées dans la première partie ; nous les appliquerons à des exemples pratiques et à des cas concrets.

1 - Etude générale d'une installation de climatisation

Avant d'étudier les nombreux facteurs qui déterminent une distribution d'air correcte, présentons le schéma général d'une installation de climatisation.

1.1 - CONCEPTION GÉNÉRALE

La **figure 1.1.a** représente schématiquement les éléments d'un ensemble de climatisation centralisé. Les différents locaux à conditionner sont reliés à la **centrale de traitement de l'air** par des **réseaux** de distribution, de reprise et d'extraction et par l'intermédiaire de **bouches** de soufflage, de reprise et d'extraction. Des **ventilateurs** de soufflage et de reprise permettent de faire circuler l'air d'une façon continue. Enfin, des **clapets** distribuent les différents airs suivant les besoins de la ventilation et d'après les « charges » (1) de chaque local.

La **figure 1.1.b** donne la terminologie des différents airs distribués dans un ensemble de climatisation.

(1) On appelle « charges » d'un local les apports ou les déperditions de chaleur et d'humidité qui affectent ce local. Elles seront étudiées au cours de la cinquième partie de notre étude.

Pour simplifier la figure, on a regroupé dans le même local les trois **systèmes fondamentaux** de climatisation :

— le **système centralisé** avec soufflage direct

— le **système semi-centralisé** avec éjecto-convecteurs ou ventilo-convecteurs

— le **système à double conduit** (air chaud et air froid) avec boîte de mélange.

Ces deux figures sont fondamentales parce qu'elles schématisent toute installation de climatisation quels que soient son importance, sa conception générale et son principe de fonctionnement.

REMARQUE :

Volontairement, nous n'avons pas détaillé sur ces schémas le **traitement de l'air** parce qu'il dépend essentiellement du type de climatisation (climatisation de confort ou de type industriel) et du système de distribution adopté. Il est étudié dans l'ouvrage « Conception et calcul des procédés de climatisation ».

1.2 - CALCUL DES DÉBITS DE SOUFFLAGE

Pour calculer les débits d'air de l'ensemble des circuits d'une installation de climatisation, il est impératif de connaître d'abord les débits de soufflage dans chaque local climatisé.

1.2.1 - Remarque préliminaire

Nous utiliserons IMPERATIVEMENT dans tous les circuits de climatisation des débits massiques exprimés en kilogramme d'air sec par seconde (ou kilogramme d'air sec par heure).

Ce procédé présente l'avantage pratique suivant : **Dans toutes les évolutions de l'air au cours de sa distribution, le débit massique d'air sec reste constant.**

Que l'air s'échauffe, se refroidisse, s'humidifie ou se déshumidifie, le débit massique d'air sec ne change pas. En particulier, s'il y a **mélange** ou **distribution d'air**, les débits massiques **s'ajoutent** ou se **retranchent** sans aucune complication.

D'autre part, connaissant le débit massique d'air sec dans chaque tronçon, il est très simple de calculer ensuite le débit volumique avec la relation 2.2.L (première partie) :

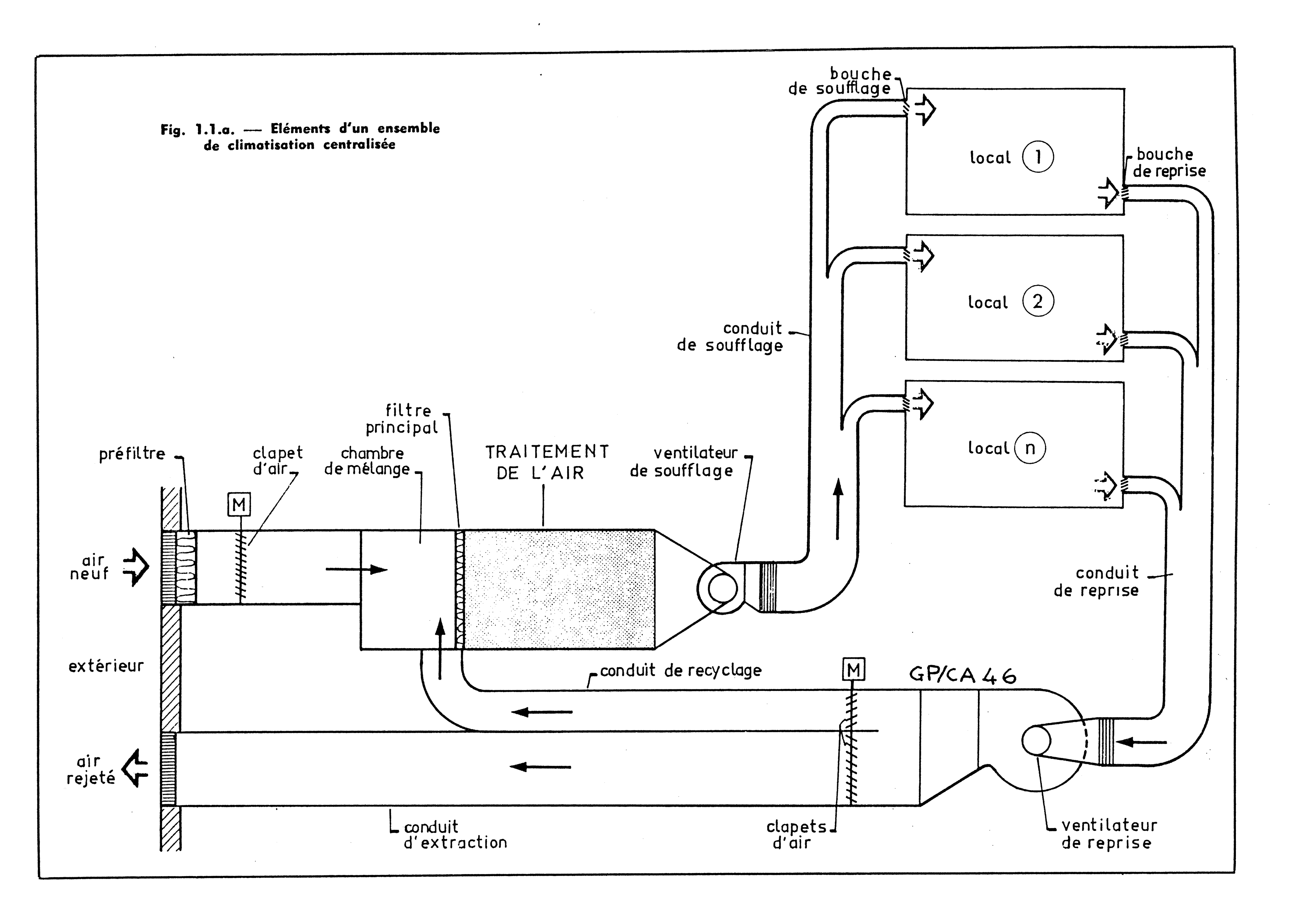


Fig. 1.1.a. — Eléments d'un ensemble de climatisation centralisée

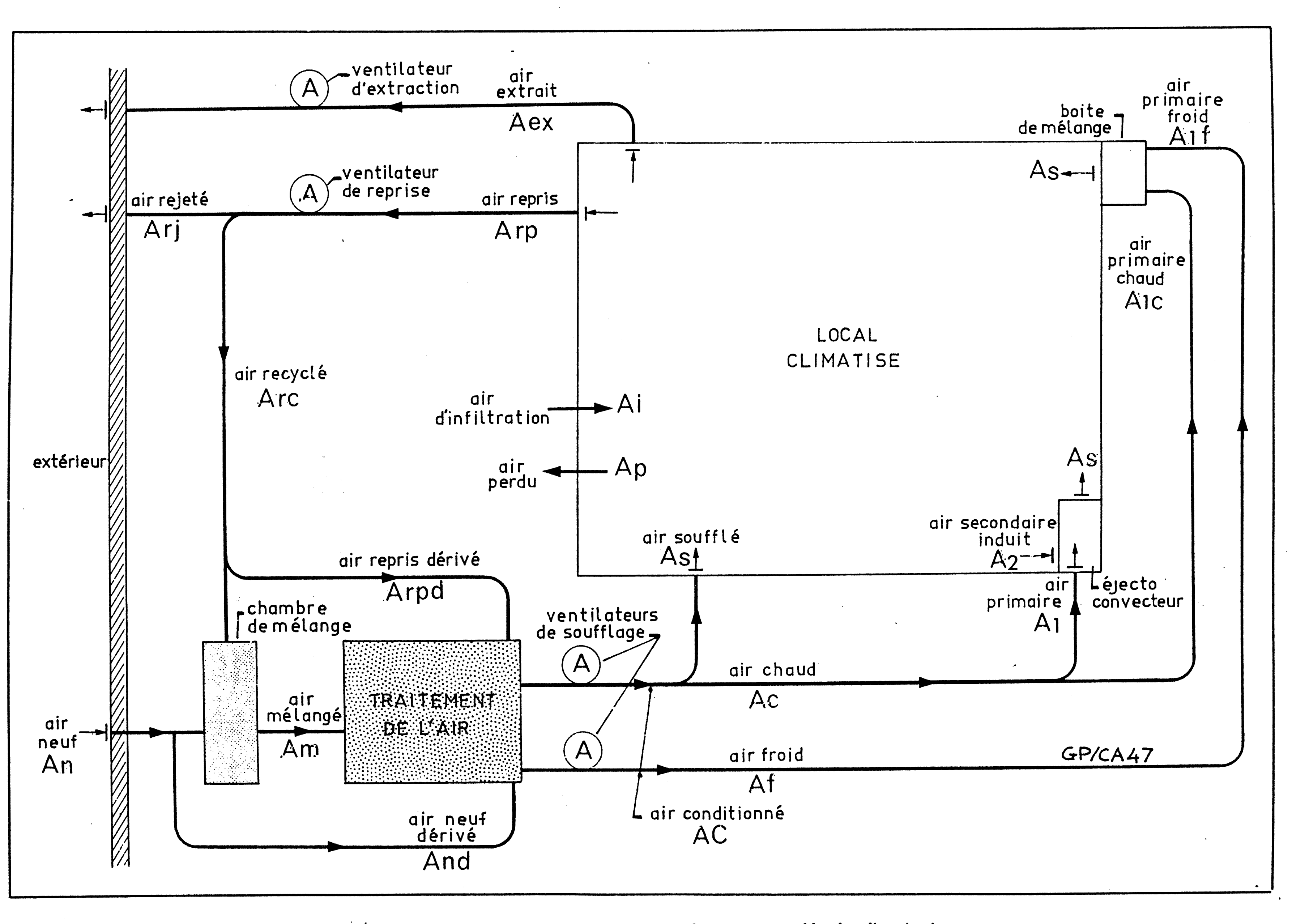


Fig. 1.1.b. — Terminologie des différents airs dans un ensemble de climatisation

$$q_v = \upsilon \cdot q_{m_{as}}$$
$$[m^3/s] \quad [m^3/kg_{as}] [kg_{as}/s]$$

dans laquelle :

q_v : débit volumique d'air climatisé $[m^3/s]$

υ : volume spécifique de l'air climatisé $[m^3/kg_{as}]$

q_m : débit massique d'air sec $[kg_{as}/s]$

υ peut se calculer par la relation 2.2.K (première partie), ou plus simplement se lire sur le diagramme de l'air humide en fonction de la température sèche et du degré hygrométrique de l'air conditionné.

Connaissant q_v il est alors facile de calculer la vitesse de l'air dans un conduit ou de calculer un ventilateur.

1.2.2 - Bilan d'un local

Faire le **bilan d'un local** dont la température résultante et le degré hygrométrique intérieurs sont **constants** (local en équilibre), c'est écrire :

— d'une part, que l'**enthapie apportée au local** (par l'air soufflé et les apports calorifiques intérieurs) **est égale à l'enthalpie perdue** par ce local (air extrait, repris ou perdu)

— d'autre part, que l'**humidité apportée au local** par l'air soufflé et les apports d'humidité intérieurs est égale à l'**humidité perdue** sous forme de condensations ou d'extraction d'air humide **(fig. 1.2.a).**

Explicitons ce double bilan.

a — Bilan enthalpique

Ecrivons que l'enthalpie gagnée est égale à l'enthalpie perdue par le local

$$H_1 = H_2$$

avec :

$$H_1 = h_1 q_{m_{as}} + H_0$$
$$[kW]$$

Dans cette relation :

H_1 : enthalpie apportée au local $[kW]$

h_1 : enthalpie spécifique de l'air soufflé $[kJ/kg_{as}]$

$q_{m_{as}}$: débit massique d'air sec soufflé $[kg_{as}/s]$

H_0 : dégagement global intérieur de chaleur $[kW]$. H_0 peut être **positif** s'il s'agit d'apports proprement dits ou **négatif** s'il s'agit de déperditions

et

$$H_2 = h_2 q_{m_{as}}$$
$$[kW]$$

dans laquelle :

H_2 : enthalpie perdue par le local $[kW]$

h_2 : enthalpie spécifique de l'air extrait $[kJ/kg_{as}]$

$q_{m_{as}}$: débit massique d'air sec extrait $[kg_{as}/s]$

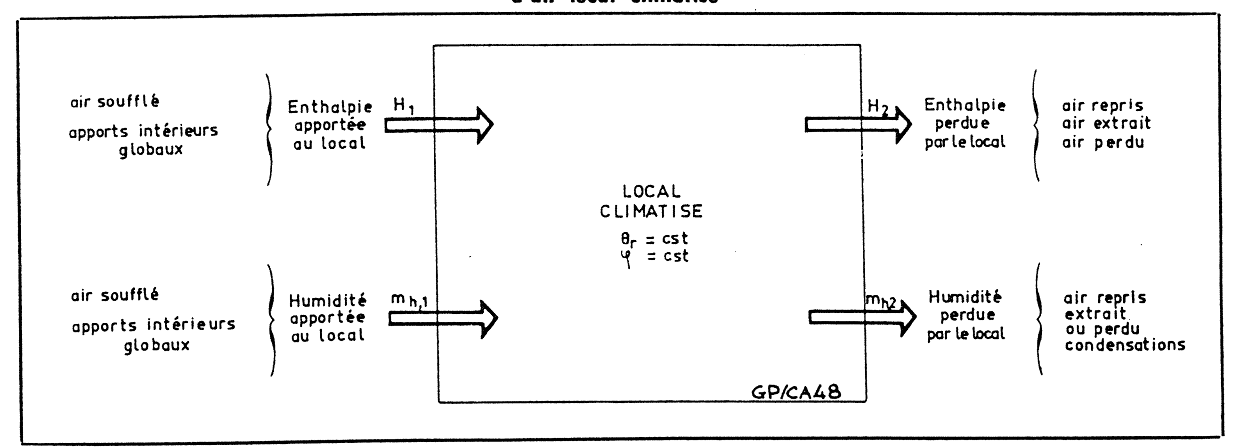
Le bilan enthalpique du local est par conséquent :

$$H_1 = H_2$$

soit :

$$h_1 q_{m_{as}} + H_0 = h_2 q_{m_{as}}$$

Fig. 1.2.a. — Bilan enthalpique et bilan de l'humidité d'un local climatisé



On en déduit :

$$q_{m_{as}} = \frac{H_0}{h_2 - h_1} \quad \left[kg_{as}/s\right] \qquad (1.2.A)$$

REMARQUES :

1) Le débit massique d'air sec soufflé doit être égal au débit massique d'air sec extrait, sinon la masse d'air sec à l'intérieur du local varierait, ce qui n'est pas souhaitable a priori (risque de surpression ou de dépression).

2) Le débit massique d'air sec doit être **positif**, de sorte que

- si $H_0 > 0$ on a obligatoirement $h_2 > h_1$ ce qui signifie que l'air doit être soufflé à une température inférieure à celle de l'ambiance (conditions de soufflage d'été)
- si $H_0 < 0$ on a alors $h_1 > h_2$. La température de soufflage est supérieure à celle de l'ambiance (conditions de soufflage d'hiver).

3) Dans la relation précédente (1.2.A), on connaît H_0 qui représente les apports calorifiques ou les déperditions du local (le calcul de H_0 sera exposé dans la cinquième partie).

On connaît d'autre part h_2 qui est l'enthalpie spécifique de l'air extrait. Les caractéristiques de l'air extrait d'un local sont celles de l'air ambiant, à condition que la distribution de l'air dans le local soit correcte. De sorte que l'état de l'air extrait peut être considéré comme représentatif de l'état de l'ambiance ; h_2 est donc connu dès que les conditions intérieures de base du local ont été fixées.

Pour pouvoir calculer $q_{m_{as}}$ il suffit par conséquent de fixer h_1, c'est-à-dire les conditions de soufflage.

EXEMPLE :

On considère un local dont les conditions intérieures en hiver sont les suivantes **(fig. 1.2.b)** :

$\theta = 20\,[°C]$ (température sèche)

$\varphi = 50\,[\%]$

Les déperditions de ce local sont 4 000 [W].

Sachant que la température de soufflage est 40 [°C] et que la teneur en humidité de l'air soufflé est identique à celle du local (chauffage sans apport d'humidité), calculer le **débit volumique** de soufflage.

Appliquons la relation 1.2.A. Nous savons que

$$H_0 = -4000\,[W] = -4\,[kW]$$

Pour $\theta = 20\,[°C]$ et $\varphi = 50\,[\%]$ le diagramme de l'air humide indique :

$$h_2 = 38{,}5\,\left[kJ/kg_{as}\right]$$

$$r_2 = 7{,}2\,\left[g/kg_{as}\right]$$

Pour les conditions de soufflage 40 [°C] et

$$r_1 = r_2 = 7{,}2\,\left[g/kg_{as}\right]$$

le diagramme de l'air humide donne :

$$h_1 = 58{,}5\,\left[kJ/kg_{as}\right] \text{ et } v_1 = 0{,}896\,\left[m^3/kg_{as}\right]$$

Par conséquent :

$$q_{mas} = \frac{-4}{(38{,}5 - 58{,}5)} = 0{,}2\,\left[kg_{as}/s\right] \quad \left[kg_{as}/s\right]$$

Le débit volumique de soufflage est alors :

$$q_{v,1} = q_{m_{as}} \cdot v_1$$

$$q_{v,1} = 0{,}2 \times 0{,}896 = 0{,}18\,[m^3/s] \text{ ou } 645\,[m^3/h]$$

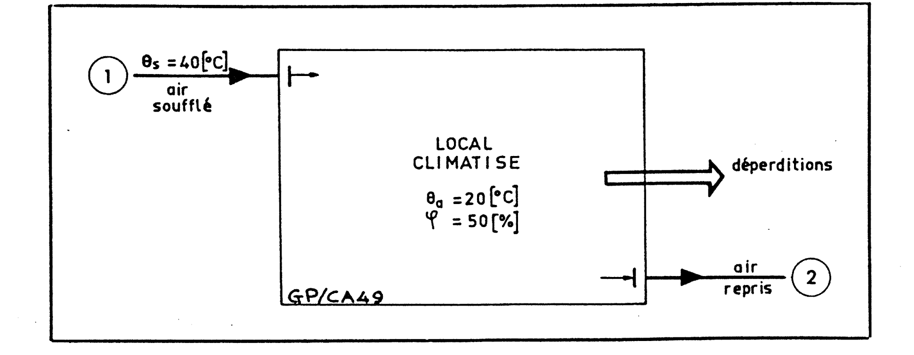


Fig. 1.2.b. — Exemple de calcul de débit de soufflage

b — Bilan de l'humidité

Ecrivons que l'humidité gagnée est égale à l'humidité perdue (puisque φ reste constant) :

$$m_{h,1} = m_{h,2} \quad [kg \text{ humidité}/s]$$

Or,

$$m_{h,1} = r_1 \cdot q_{m_{as}} + M_0 \quad [kg/s]$$

et

$$m_{h,2} = r_2 \cdot q_{m_{as}} \quad [kg/s]$$

Dans ces relations :

$m_{h,1}$: humidité apportée au local par heure [kg/s]

$m_{h,2}$: humidité perdue par le local par heure [kg/s]

$q_{m_{as}}$: débit massique d'air sec soufflé ou extrait $[kg_{as}/s]$

r_1 : teneur en humidité de l'air soufflé $[kg/kg_{as}]$

r_2 : teneur en humidité de l'air extrait $[kg/kg_{as}]$

M_0 : dégagement d'humidité éventuel à l'intérieur du local par heure [kg/s].

Le bilan d'humidité du local est alors

$$m_{h,1} = m_{h,2}$$

$$r_1 \, q_{m_{as}} + M_0 = r_2 \cdot q_{m_{as}}$$

On en déduit :

$$q_{m_{as}} = \frac{M_0}{r_2 - r_1} \quad [kg_{as}/s] \qquad \textbf{(1.2.B)}$$

REMARQUES :

1) Les relations 1.2.A et 1.2.B nous permettent d'écrire :

$$q_{m_{as}} = \frac{H_0}{h_2 - h_1} = \frac{M_0}{r_2 - r_1}$$

soit encore :

$$\frac{h_2 - h_1}{r_2 - r_1} = \frac{H_0}{M_0}$$

Ce rapport a une **importance fondamentale** en climatisation. C'est le point de départ du calcul des caractéristiques des systèmes de conditionnement d'air.

2) La relation 1.2.B peut encore s'écrire :

$$r_1 = r_2 - \frac{M_0}{q_{m_{as}}} \quad [kg/kg_{as}] \qquad \textbf{(1.2.C)}$$

Cette relation permet de calculer la teneur en humidité de l'air soufflé pour maintenir **constant** le degré hygrométrique du local climatisé.

1.2.3 - Calcul des débits de soufflage

a — Cas général

Les débits de soufflage d'air sec peuvent se calculer pour chaque local par les relations 1.2.A **ou** 1.2.B :

$$q_{m_{as}} = \frac{H_0}{h_2 - h_1} \quad [kg_{as}/s]$$

$$q_{m_{as}} = \frac{M_0}{r_2 - r_1}$$

Le débit volumique de soufflage est alors donné par la relation :

$$q_v = q_{m_{as}} \cdot v \quad [m^3/s]$$

H_0 et M_0 étant calculés par ailleurs (cinquième partie), pour déterminer $q_{m_{as}}$ il suffit de se fixer :

$$h_2 - h_1 \quad \text{ou} \quad r_2 - r_1$$

La relation 2.2.M (page 22) permet de calculer h :

$$h = \theta + r\,(2490 + 1{,}96\,\theta)$$

ou

$$h = (1 + 1{,}96\,r)\,\theta + 2490\,r$$

$[kJ/kg_{as}]$

En climatisation, r est très souvent compris entre 0 et 0,01 $[kg/kg_{as}]$. En première approximation, on peut donc écrire (1,96 r étant négligeable devant 1) :

$$\boxed{h = \theta + 2490\,r}$$

De sorte que

$$h_2 - h_1 = (\theta_2 - \theta_1) + 2490\,(r_2 - r_1)$$

dans laquelle :

$\theta_2 - \theta_1$: écart des températures au soufflage ou plus simplement « **écart de soufflage** »

$r_2 - r_1$: écart des teneurs en humidité au soufflage.

REMARQUE :

En climatisation de confort, les dégagements d'humidité dans les locaux sont souvent négligeables, de sorte que :

$$r_2 - r_1 \approx 0$$

L'écart de soufflage permet alors de calculer immédiatement le débit massique d'air sec à souffler dans le local.

b — Apports d'humidité négligeables

Dans ce cas,

$$r_2 = r_1$$

et

$$h_2 - h_1 = (\theta_2 - \theta_1)$$

Par conséquent, la relation 1.2.A s'écrit :

$$\boxed{q_{m_{as}} = \frac{H_0}{(\theta_2 - \theta_1)} \quad [kg/s]} \qquad \textbf{(1.2.D)}$$

H_0 s'exprime en kilowatts.

Cette relation est importante ; elle est utilisée systématiquement en climatisation lorsque la teneur en humidité du local reste constante.

Les valeurs de l'écart de soufflage à adopter pratiquement sont données au **tableau 1.2.I.**

TYPE DE CLIMATISATION	$\theta_2 - \theta_1$ [°C]			
	BOUCHES A AILETTES OU GRILLES		BOUCHES A INDUCTION	
	CON-FORT	INDUS-TRIE	CON-FORT	INDUS-TRIE
Hiver (air soufflé chaud)	15 à 35	20 à 40	40 à 60	40 à 60
Eté (air soufflé froid)	8 à 15	10 à 15	10 à 20	10 à 20

TABLEAU 1.2.I

c — Etude d'un cas

Un immeuble comprend essentiellement cinq niveaux de bureaux dans lesquels les dégagements d'humidité sont pratiquement négligeables.

Dans chaque bureau, on maintient, par une climatisation centralisée, les conditions suivantes :

— **Hiver** : $\theta_i = 20$ [°C] $\quad \varphi = 50$ [%]

— **Eté** : $\theta_i = 25$ [°C] $\quad \varphi = 40$ [%]

Suivant l'exposition de l'immeuble, on peut diviser l'ensemble des locaux en trois zones et les apports ou déperditions de **chaque local** sont donnés par zone dans le **tableau 1.2.II.**

ZONE	NOMBRE DE LOCAUX PAR NIVEAU	APPORTS CALORIFIQUES (ETE) [W]	DEPERDITIONS (HIVER) [W]
①	5	1 740	3 480
②	10	2 100	2 900
③	8	1 392	2 320

TABLEAU 1.2.II

L'écart de soufflage étant fixé à 10 [°C] en été et à 20 [°C] en hiver.

1) calculer les débits massiques de soufflage d'air sec dans chaque zone en été et en hiver

2) en supposant négligeables les variations de température de l'air dans les réseaux, calculer les débits volumiques des ventilateurs de soufflage et de reprise en été et en hiver.

Solution :

L'installation de climatisation de l'immeuble peut être schématisée comme le montre la **figure 1.2.c.**

Nous avons supposé que cette installation comprenait un ventilateur de soufflage (et de reprise) par zone.

Calculons les débits massiques de soufflage dans chaque zone.

Les dégagements d'humidité étant pratiquement négligeables, nous pouvons appliquer la relation 1.2.D dans chaque local, soit :

$$q_{m_{as}} = \frac{H_o}{(\theta_2 - \theta_1)}$$

Zone (1), en été :

$H_o = 1740\ [W] = 1{,}74\ [kW]$ (apports calorifiques)

$\theta_2 - \theta_1 = 10\ [°C]$ (écart de soufflage).

Par conséquent, le débit massique de soufflage ou de reprise **par local** est égal à :

$$q_{mas} = \frac{1{,}74}{10} = 0{,}174\ [kg_{as}/s]$$

La zone comprenant cinq niveaux avec cinq bureaux par niveau, le débit massique de soufflage ou de reprise de la zone (1) dans son ensemble est donc en été :

$$q_{m_{as}①} = 0{,}174 \times 5 \times 5 = 4{,}35\ [kg_{as}/s]$$

$$\boxed{q_{m_{as}①} = 15660\ [kg/h]}$$

En supposant négligeables les variations de température de l'air dans les réseaux, le débit volumique du **ventilateur de soufflage** de la zone (1) est par conséquent :

$$q_{vs①} = v_s\ q_{m\,as①}$$

Or,

$$\theta_1 = \theta_2 - 10 = 25 - 10 = 15\ [°C]$$

$$\Delta x_v = 0$$

$$\varphi = 75\ \%$$

Nous pouvons lire sur le diagramme de l'air humide la valeur correspondante du volume spécifique de l'air soufflé en été :

$$v_s = 0{,}827\ [m^3/kg_{as}]$$

$$q_{vs①} = 15660 \times 0{,}827$$

d'où

$$\boxed{q_{vs①} = 12.950\ [m^3/h]}$$

Le débit volumique du **ventilateur de reprise** est égal

$$q_{vr①} = v_r\ q_{mas①}$$

Or,

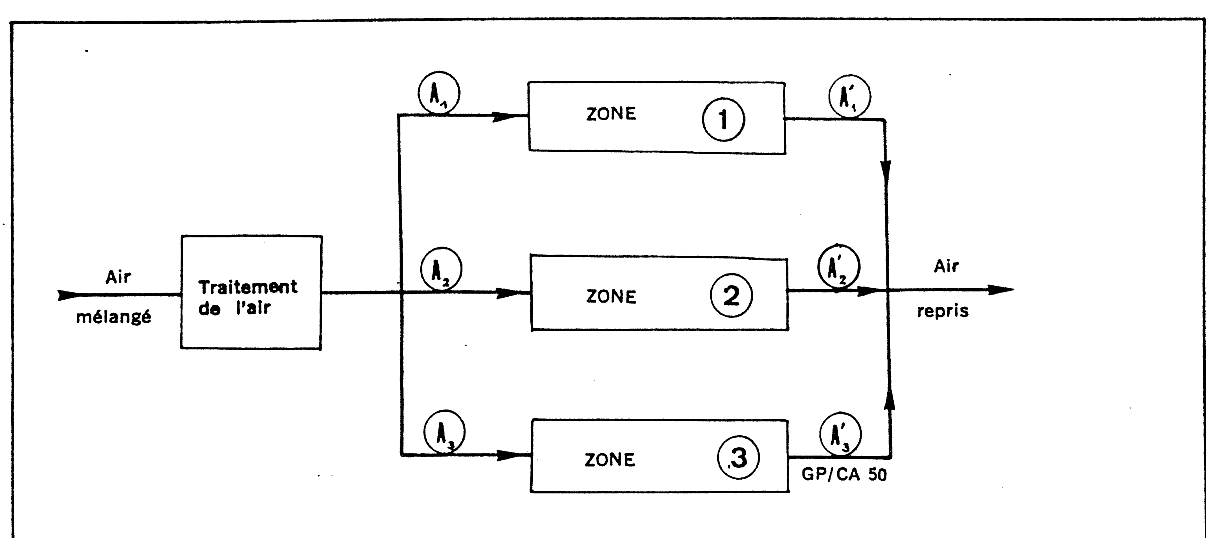
$$\theta_2 = 25\ [°C]$$

$$\varphi = 40\ [\%]$$

Donc. v_r lu sur le diagramme de l'air humide est égal

$$v_r = 0{,}855\ [m^3/kg_{as}]$$

Fig. 1.2.c. — Schéma de l'installation de climatisation à étudier



ZONE	DEBIT MASSIQUE DE SOUFFLAGE OU DE REPRISE [kg/h]		DEBIT VOLUMIQUE DE SOUFFLAGE [m³/h]		DEBIT VOLUMIQUE DE REPRISE [m³/h]	
	ETE	HIVER	ETE	HIVER	ETE	HIVER
①	15.660	15.660	12.950	14.032	13.390	13 154
②	37.500	26.042	31.000	23 400	32.063	21.875
③	20.000	16.666	16.500	14.950	17.100	14.000

TABLEAU 1.2.II

D'où $q_{vr\,①} = 15.660 \times 0{,}855$

$$q_{vr\,①} = 13.390\ [m^3/h]$$

Zone ①, en hiver :

$$H_o = -3{,}48\ [kW]$$

$$\theta_2 - \theta_1 = 20\ [°C]$$

Le débit massique de soufflage ou de reprise par local est égal à :

$$q_{mas} = \frac{-3{,}48}{20} = 0{,}17\ [kg_{as}/s]$$

Nous remarquerons que nous obtenons la même valeur qu'en été. puisque **à la fois** le dégagement global intérieur de chaleur et l'écart de soufflage ont doublé.

Le débit massique de soufflage et de reprise de la zone ① en hiver est par conséquent :

$$q_{m_{as}\,①} = 15.660\ [kg/h]$$

Le débit volumique du **ventilateur de soufflage** est alors en hiver :

$$q_{vs\,①} = v_s \cdot q_{m_{as}\,①},$$

Or,

$$\theta_1 = \theta_2 + 20 = 40\ °C$$

$$\varphi = 17\ \%$$

Nous lisons la valeur de v_s sur le diagramme de l'air humide :

$$v_s = 0{,}896\ [m^3/kg_{as}]$$

soit

$$q_{vs\,①} = 15660 \times 0{,}896$$

$$q_{vs\,①} = 14.032\ [m^3/h]$$

Le débit volumique du **ventilateur de reprise** est égal

$$q_{vr\,①} = v_r \cdot q_{m_{as}\,①}$$

Si $\theta_2 = 20\ [°C]$ et $\varphi = 50\ [\%]$, v_r est alors égal à :

$$v_r = 0{,}840\ [m^3/kg_{as}]$$

donc

$$q_{vr\,①} = 15.660 \times 0{,}840$$

$$q_{vr\,①} = 13.154\ [m^3/h]$$

Nous pourrions continuer les calculs de façon identique pour les zones ② et ③. Nous laissons au lecteur le soin de les exécuter lui-même et nous indiquons dans le tableau **1.2.II** l'ensemble des résultats numériques.

1.3 - CALCUL DU DÉBIT TOTAL D'AIR NEUF

1.3.1 - Définition

Nous appellerons **air neuf** de l'air extérieur traité ou non qui ne contient aucune impureté solide, liquide ou gazeuse. Dans la plupart des installations, il s'agit d'**air extérieur** qui est simplement filtré avant de pénétrer dans l'installation.

Nous avons souligné au cours de la troisième partie de notre étude (l'environnement intérieur, paragraphe 1.1.3) l'importance de la **ventilation** en climatisation, et nous avons indiqué les débits de ventilation réglementaires page 73.

Nous avons montré, par un exemple, comment on pouvait déterminer le débit d'air neuf à admettre dans un local dont le volume et le nombre d'occupants sont connus.

Il est donc possible, en cumulant les débits d'air neuf de chaque local, de connaître le débit total d'air neuf à introduire dans chaque zone ou dans l'ensemble de l'installation.

1.3.2 - Taux d'introduction d'air neuf

Généralement, le débit total d'air neuf à introduire dans une installation est très inférieur au débit d'air total à souffler (débit du ou des ventilateurs de soufflage).

Pour des raisons d'économie, on limite le débit d'air neuf au débit minimal exigé par les impératifs de la ventilation. Pour caractériser le débit total d'air neuf, on est amené à le comparer au débit d'air à souffler dans l'installation. On définit ainsi le **taux d'introduction d'air neuf.**

On appelle taux d'introduction d'air neuf, dans une installation de climatisation, le rapport :

$$T_{an} = \frac{q_{an}}{q_{as}} \qquad (1.3.A)$$

dans lequel

q_{an} : débit **massique** d'air sec extérieur (air neuf) à introduire $[kg_{as}/s]$

q_{as} : débit **massique** d'air sec à souffler dans l'ensemble des locaux $[kg_{as}/s]$.

1.4 - CALCUL DU DÉBIT D'AIR RECYCLÉ

1.4.1 - Définition

Le débit d'air total à mettre en circulation dans une installation étant nettement supérieur au débit total d'air neuf fixé par les exigences de la ventilation, on est donc amené à mélanger de l'**air repris** à l'intérieur des locaux avec l'air neuf. Cette opération est appelée le « **recyclage** ».

Comme le montrent les schémas des **figures 1.1.a** et **1.1.b**, **l'air recyclé** est de l'air repris qui est mélangé à l'air neuf extérieur.

La totalité de l'air pris à l'extérieur pour ventiler les locaux (air neuf) est obligatoirement **rejeté** à l'extérieur, sinon la pression à l'intérieur des locaux augmenterait et ferait diminuer considérablement le débit des ventilateurs de soufflage.

Nous pouvons ainsi établir le **bilan massique** des différents airs d'une installation de climatisation **(fig. 1.4.a)** et écrire :

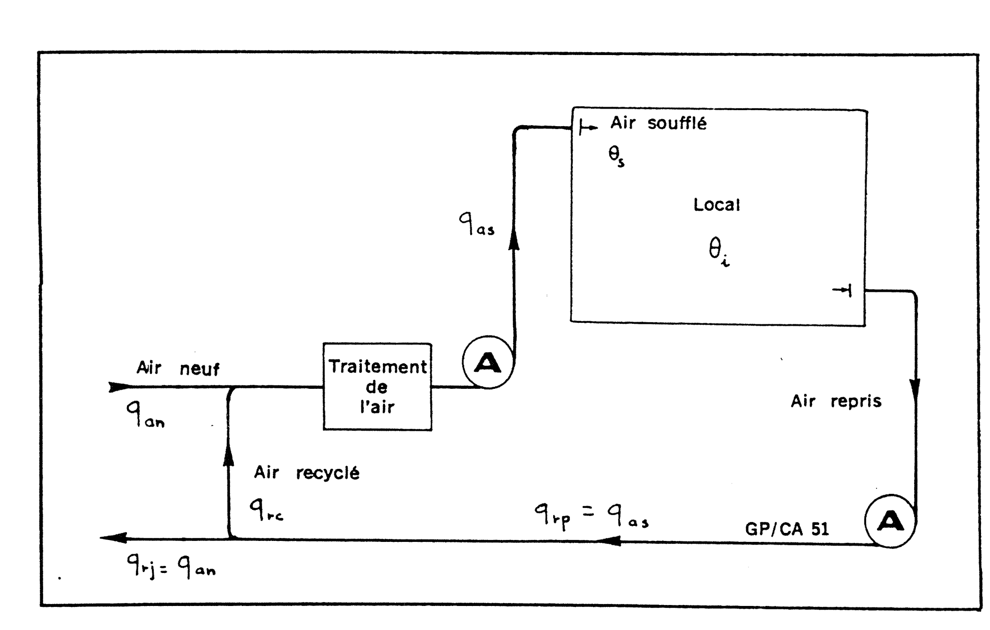


Fig. 1.4.a. — Bilan massique des différents airs

air neuf + air recyclé = air soufflé air rejeté + air recyclé = air repris air repris = air soufflé air neuf = air rejeté

Et en faisant appel aux débits massiques (fig. 1.4.a) :

$$q_{an} + q_{rc} = q_{as}$$

$$q_{rj} + q_{rc} = q_{rp}$$

$$q_{rp} = q_{as}$$

$$q_{an} = q_{rj}$$

1.4.2 - Calcul du débit de recyclage

Pour calculer les différents débits qui entrent en jeu dans la distribution de l'air d'une installation de climatisation, il est nécessaire de calculer au préalable :

— le **débit total d'air à souffler** (paragraphe 1.2.3)
— le **débit minimal d'air neuf** (paragraphe 1.1.3).

Ces deux débits permettent de déterminer le taux d'introduction d'air neuf :

$$T_{an} = \frac{q_{an}}{q_{as}}$$

Puis, ayant fixé les caractéristiques de l'air à l'intérieur et à l'extérieur des locaux, il est possible de représenter graphiquement sur le diagramme de l'air humide les évolutions des différents airs de l'installation.

La figure 1.4.b représente graphiquement l'évolution des différents airs dans une installation de climatisation :

⓪ : point représentatif de l'état de l'air extérieur

$$(\theta_e\ [°C], \varphi_e\ [\%])$$

① : point représentatif de l'état de l'air résultant du mélange du débit minimal **d'air neuf** et d'une certaine quantité **d'air recyclé**

② : point représentatif de l'état de l'air soufflé

$$(\theta_s\ [°C], \varphi_s\ [\%])$$

③ : point représentatif de l'état de l'air du local à climatiser $(\theta_a\ [°C], \varphi_i\ [\%])$

Connaissant le taux d'introduction d'air neuf, le point représentatif ① est déterminé par le rapport (relation 3.3.D, première partie) :

$$\frac{1-3}{0-3} = \frac{q_{an}}{q_{as}} = T_{an}$$

① étant positionné sur le diagramme, on peut calculer le débit d'air recyclé en appliquant la relation 3.3.C (première partie) :

$$\frac{1-3}{1-0} = \frac{q_{an}}{q_{rc}}$$

d'où

$$q_{rc} = q_{an} \cdot \frac{1-0}{1-3} \qquad (1.4.A)$$

Il suffit de mesurer sur le diagramme la valeur du rapport $\frac{1-0}{1-3}$ pour pouvoir calculer q_{rc}, q_{an} étant connu.

On a la relation

$$q_{rc} + q_{an} = q_{as}$$

REMARQUES :

1) Un taux d'introduction d'air neuf égal à 1 signifie que les points représentatifs ⓪ et ① sont confondus. Par conséquent, le débit d'air soufflé est égal au débit d'air neuf. Il n'y a pas de recyclage.

2) Un taux d'introduction d'air neuf de 1/2 signifie que l'on fait un mélange en proportions égales d'air

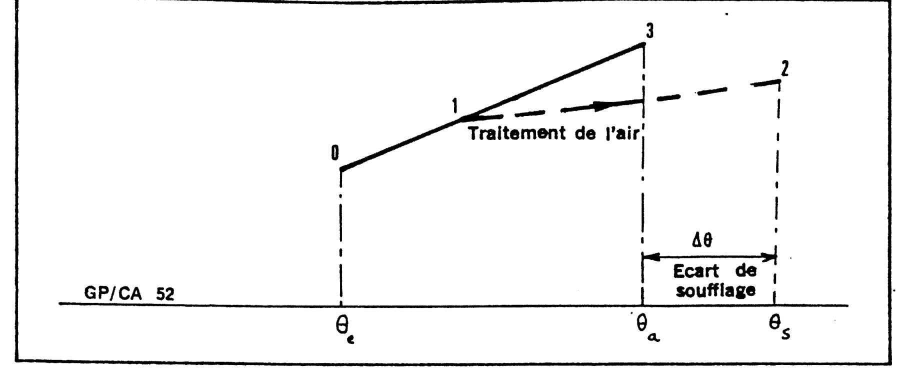


Fig. 1.4.b. — 1er exemple d'évolution de l'air dans une installation de climatisation

neuf et d'air recyclé. Le point ① est au milieu du segment [0 _ 3]

3) Nous avons supposé dans l'exposé précédent que le mélange ① obtenu avec de l'air neuf ⓪ et de l'air recyclé ③ était ensuite traité pour l'amener aux conditions de soufflage ② **(fig. 1.4.b).**

On aurait pu opérer de façon différentes :

— ou bien traiter uniquement l'air neuf pour le mélanger ensuite avec l'air recyclé de façon à l'amener aux conditions de soufflage ② **(fig. 1.4.c)**
— ou bien traiter à la fois l'air neuf et l'air recyclé de façon que leur mélange conduise aux conditions de soufflage ② **(fig. 1.4.d).**

On constate que les trois procédés ne sont pas équivalents du point de vue du traitement de l'air, mais par contre le débit d'air soufflé ne varie pas (l'écart de soufflage restant constant). Seuls le débit d'air neuf et le débit d'air recyclé varient (leur somme restant constante).

Le choix du procédé le plus économique dépend d'un ensemble de facteurs que nous analyserons au cours des sixième et septième parties de notre étude.

1.4.3 Exemple

On se propose de climatiser en hiver un local **(fig. 1.4.e)** dont la température de l'air ambiant est fixée à 20 [°C] et le degré hygrométrique à 50 [%].

Les déperditions s'élèvent à 11 600 [w] et les dégagements intérieurs d'humidité sont négligeables.

L'écart de soufflage est fixé à 25 [°C] et le débit minimal d'air neuf à introduire dans ce local est 600 [m³/h] (conditions du local) soit 0,17 [m³/s].

Les conditions extérieures de base sont :

$$\theta_{e,0} = -7\ [°C]$$

$$\varphi_0 = 80\ [\%]$$

Quels sont les différents débits d'air soufflé, d'air recyclé et d'air neuf ? Quel est le taux d'introduction d'air neuf ?

Calculons le débit massique d'air à souffler dans le local. Appliquons la relation 1.2.D (dégagements d'humidité intérieurs négligeables) :

$$q_{m_{as}} = \frac{H_0}{(\theta_2 - \theta_1)}$$

avec

$$H_0 = -11,6\ [kW]$$

$$\theta_2 - \theta_1 = -25\ [°C]$$

Par conséquent,

$$q_{m,as} = \frac{11,6}{25} = \underline{0,46}\ [kg/s]$$

Calculons le débit massique d'air neuf en appliquant la relation :

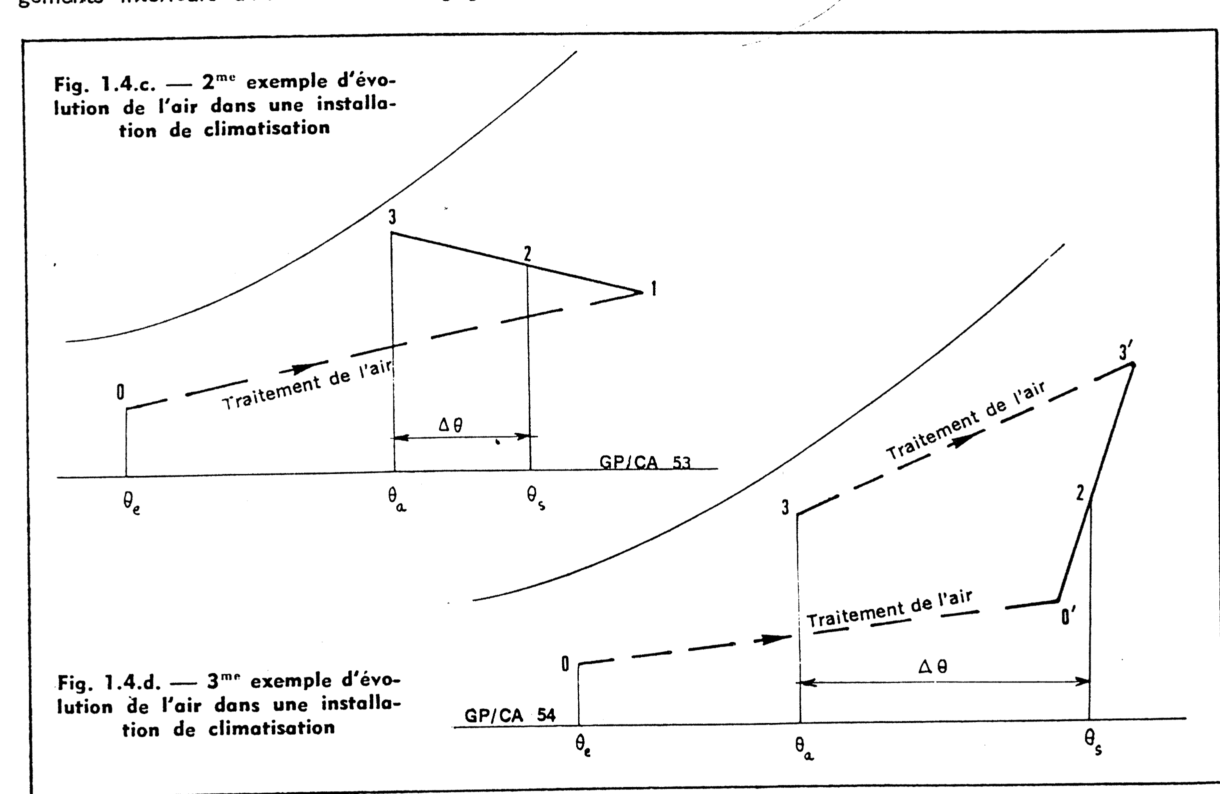


Fig. 1.4.c. — 2[me] exemple d'évolution de l'air dans une installation de climatisation

Fig. 1.4.d. — 3[me] exemple d'évolution de l'air dans une installation de climatisation

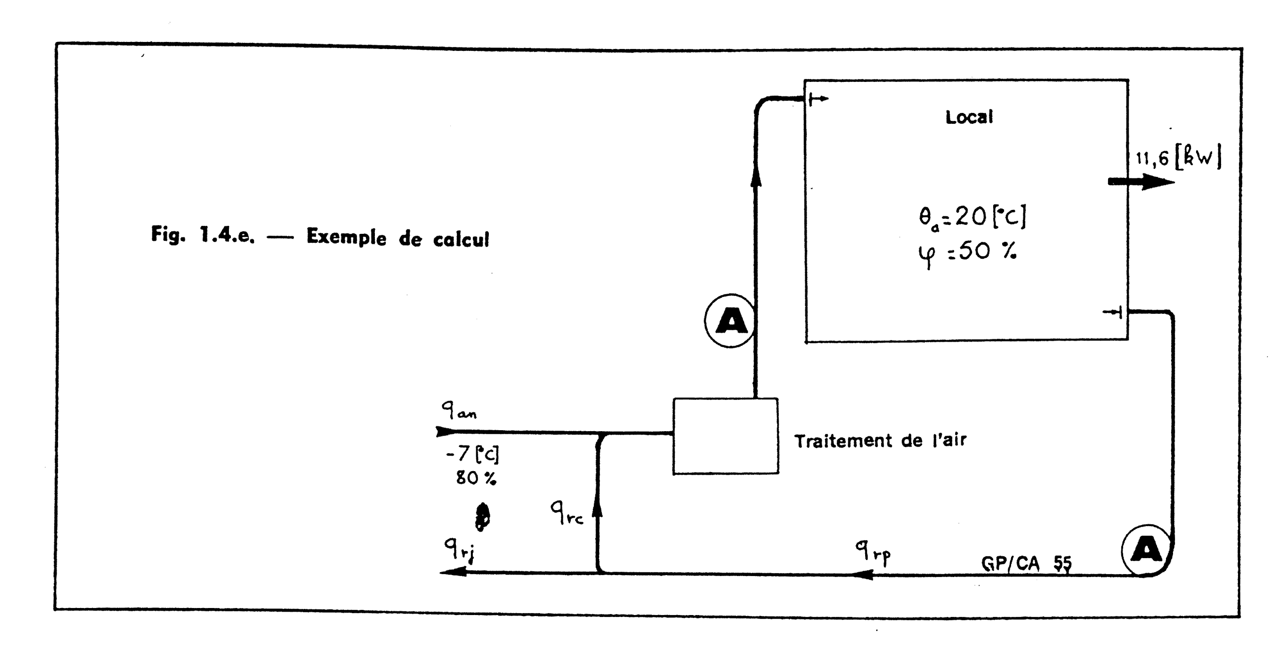


Fig. 1.4.e. — Exemple de calcul

$$q_{m,an} = \frac{q_{v,an}}{v}$$

v lu sur le diagramme de l'air humide (20 [°C], 50 [%]) est égal à :

$$v = 0{,}84 \left[m^3/kg_{as}\right]$$

$$q_{m,an} = \frac{0{,}17}{0{,}84} = \underline{0{,}20} \left[kg/s\right]$$

Le taux d'introduction d'air neuf est par conséquent :

$$T_{an} = \frac{q_{m,an}}{q_{m,as}} = \frac{0{,}20}{0{,}46} \approx 0{,}43 \quad \text{soit } \underline{43} \, [\%]$$

Le débit massique d'air recyclé est alors égal à :

$$q_{m,rc} = q_{m,as} - q_{m,an}$$

$$q_{m,rc} = 0{,}46 - 0{,}20 = 0{,}26 \left[kg/s\right]$$

Calculons d'une autre façon le débit d'air recyclé.

Pour cela, représentons sur le diagramme de l'air humide les états des différents airs de l'installation (fig. 1.4.f) :

$$⓪ \begin{cases} \theta_0 = -7 \, [°C] \\ \varphi_0 = 80 \, [\%] \end{cases} \qquad ③ \begin{cases} \theta_3 = 20 \, [°C] \\ \varphi_3 = 50 \, [\%] \end{cases}$$

$$② \begin{cases} \theta_2 = 20 + 25 = 45 \, [°C] \\ \varphi_2 \approx 13 \, [\%] \end{cases}$$

A l'intérieur du segment [0 – 3], construisons le point ① de mélange tel que

$$\frac{1-3}{0-3} = 0{,}43$$

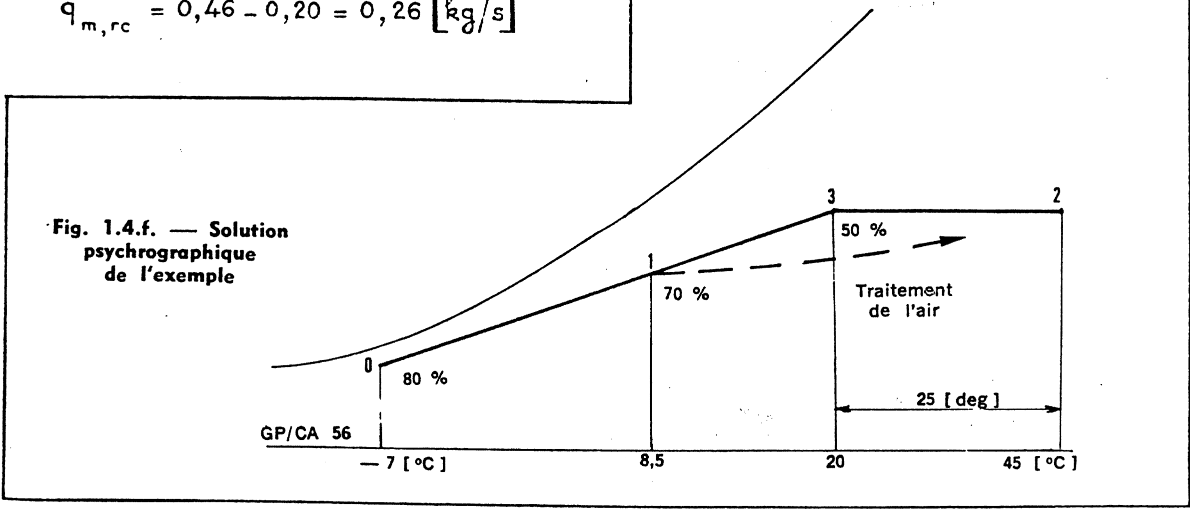


Fig. 1.4.f. — Solution psychrographique de l'exemple

Le segment $[0 - 3]$ mesure environ 150 [mm], donc :

$$[1 - 3] = 150 \times 0{,}43 = 64 \; [mm]$$

Nous lisons les caractéristiques du point (1) de mélange :

$$(1) \begin{cases} \theta_1 = 8{,}5 \; [°C] \\ \varphi_1 = 70 \; [\%] \end{cases}$$

D'où le débit de recyclage (1.4.A) :

$$q_{m,rc} = q_{m,an} \frac{1 - 0}{1 - 3}$$

$$q_{m,rc} = 0{,}20 \times \frac{86}{64} = 0{,}27 \; [kg/s]$$

Nous vérifions à moins de 1 [%] près que :

$$q_{m,rc} + q_{m,an} = q_{m,as}$$

Nous étudierons au cours de la septième partie de notre étude les différents procédés de traitement de l'air nous permettant de faire évoluer l'air du point (1) de mélange au point (2) de soufflage.

2 - Distribution de l'air dans les locaux

On pourrait penser qu'il suffit, pour obtenir un confort optimal, d'introduire dans les locaux la quantité d'air prévue par les calculs précédents en respectant simplement les caractéristiques de température et d'humidité qu'on s'est fixé a priori.

En réalité, le problème est beaucoup plus complexe, car il s'agit de réaliser à l'intérieur du local un **mélange homogène** de **l'air ambiant** et de **l'air soufflé** à des conditions de température et d'humidité différentes et variables par rapport à celles du local.

Pour que ce mélange s'effectue correctement et pour que les occupants n'éprouvent aucune gêne, il faut qu'un certain nombre de conditions soient remplies.

Avant d'exposer les moyens à mettre en œuvre pour respecter ces conditions, il nous faut d'abord analyser les données générales d'une distribution correcte de l'air dans les locaux.

2.1 - DONNÉES GÉNÉRALES

La **figure 1.1.a** nous a montré comment se faisait la circulation générale de l'air dans une installation de climatisation.

L'air est soufflé dans les locaux par des **bouches de soufflage.** Après s'être mélangé à l'air du local et lui avoir cédé une partie de son enthalpie (il s'est réchauffé ou refroidi) et de son humidité (il s'est humidifié ou séché), l'air est repris par les **bouches de reprise** et réintroduit dans l'installation. Le trajet général de l'air dans un local est représenté à la **figure 2.1.a.**

Les principaux facteurs qui interviennent dans la distribution de l'air dans un local sont les suivants :

— la vitesse de l'air soufflé et ambiant
— la température de l'air soufflé
— l'emplacement des bouches de soufflage et de reprise.

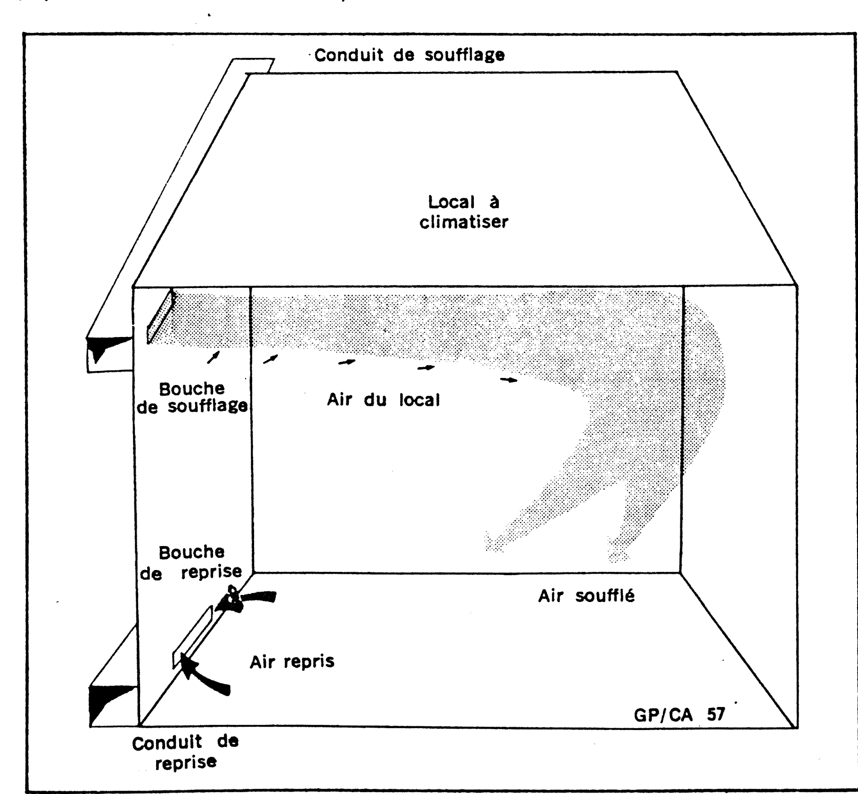


Fig. 2.1.a. — Trajet de l'air soufflé dans un local

2.1.1 - Vitesse de l'air ambiant

C'est le facteur essentiel dont dépend l'impression de gêne des occupants (sensation de courant d'air).

Le **tableau 2.1.I** montre les réactions des occupants selon la vitesse de l'air ambiant dans un local.

Les réactions des occupants, telles qu'elles sont présentées au **tableau 2.1.I.**, doivent être nuancées pour tenir compte :

- du sexe et de l'âge des occupants
- de l'activité des occupants (assis, debout ou se déplaçant)
- de la destination du local (bureau, magasins, salle de conférences, etc...).

En tout cas, il est nécessaire que la vitesse de l'air ambiant soit compatible avec la **température résultante** qu'on s'est fixée ou avec **l'indice de contrainte thermique** à réaliser.

En climatisation de confort, on peut admettre sans inconvénient des **vitesses d'ambiance comprises entre 0.1 et 0,3 [m/s]** suivant la destination du local et l'activité des occupants.

VITESSE DE L'AIR AMBIANT • [m/s]	REACTION DES OCCUPANTS	DOMAINE D'APPLICATION
0 à 0,1	réaction généralement défavorable (impression d'étouffement, air stagnant)	rares applications
0,1 à 0,20	réaction favorable	climatisation de confort
0,20 à 0,30	réaction défavorable des personnes assises, réaction favorable des personnes debout ou se déplaçant lentement	climatisation de confort (magasins, banques, services publics)
> 0,30	réaction défavorable (impression de courant d'air)	climatisation industrielle

TABLEAU 2.1.I

2.1.2 Température de l'air soufflé

La sensation de courant d'air ressentie par les occupants d'un local dépend aussi de la température de l'air soufflé et plus précisément de l'écart entre la température de soufflage et celle du local.

HOUGTEN et REINMANN ont étudié les réactions d'individus soumis à des courants d'air de **vitesse** et de **température** variables. Les résultats de leurs essais ont permis de construire une courbe montrant le pourcentage de mécontents en fonction de la vitesse de l'air ambiant et de l'écart de température avec les conditions normales de confort **(fig. 2.1.b).**

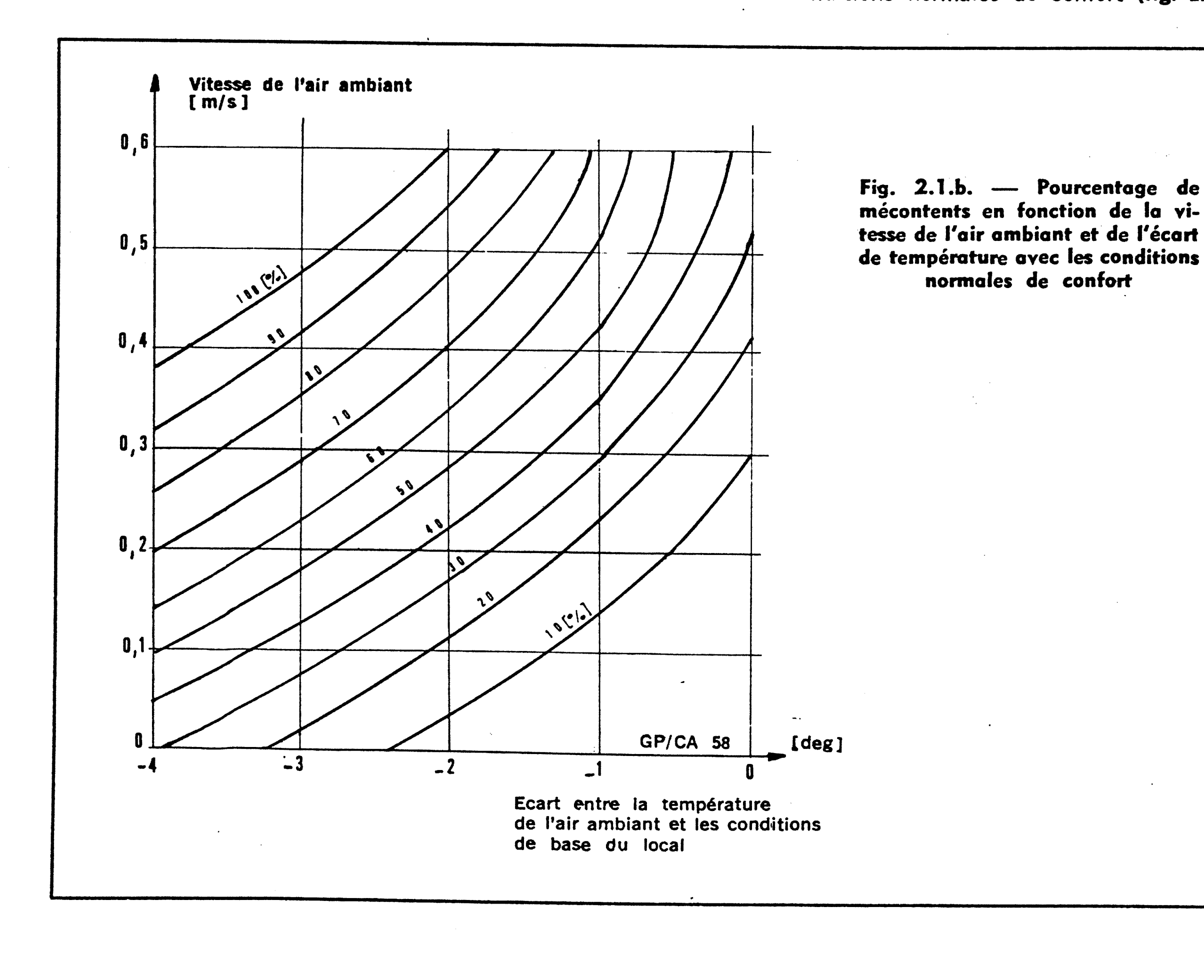


Fig. 2.1.b. — Pourcentage de mécontents en fonction de la vitesse de l'air ambiant et de l'écart de température avec les conditions normales de confort

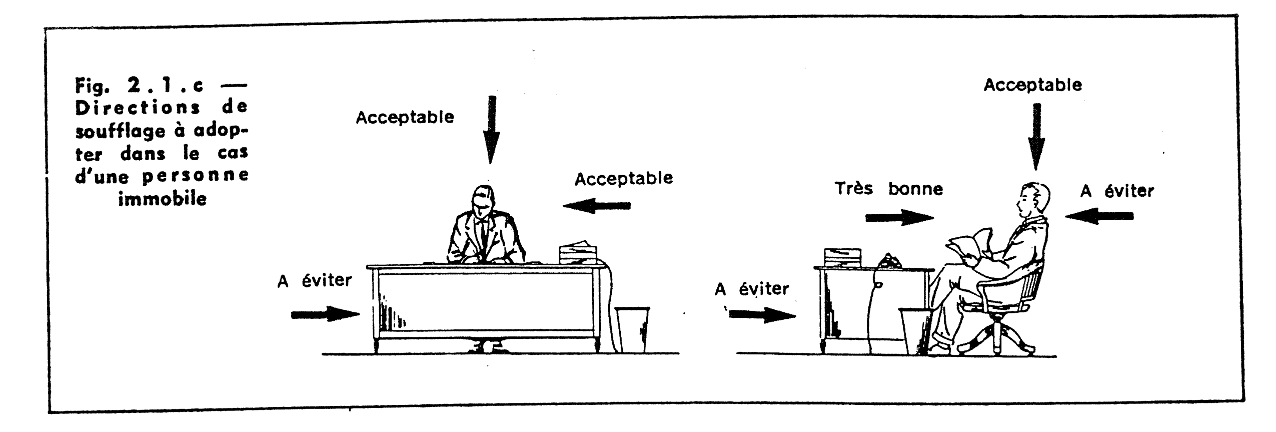


Fig. 2.1.c — Directions de soufflage à adopter dans le cas d'une personne immobile

On peut considérer que la courbe représentant 10 % de mécontents correspond à des valeurs acceptables. On peut donc la prendre comme référence. Ce qui conduit à admettre qu'en air calme

$$\left(w_a = 0\,[m/s]\right)$$

les occupants peuvent tolérer une chute de température de l'air voisine de 2 [deg]. Inversement, lorsque l'air est à une température homogène, la vitesse maximale admissible est de 0,3 [m/s].

De toute façon, il importe avant tout que le mélange de l'air soufflé et de l'air du local conduise à une **homogénéité suffisante de sensation thermique** dans les différents points d'un local.

Cette homogénéité ne peut être atteinte que si l'emplacement des bouches de soufflage et de reprise a été correctement choisi.

2.1.3 - Emplacement des bouches de soufflage et de reprise

L'emplacement des bouches de soufflage et de reprise a une incidence considérable sur le confort des locaux. Le choix de l'emplacement de ces bouches est généralement limité et il dépend essentiellement du type d'installation considéré :

a) Les bouches de soufflage

Elles peuvent être situées :

— en partie haute ou basse d'un mur
— en allège, sous une fenêtre
— en plafond.

● **Les bouches murales en position haute** conviennent parfaitement pour la climatisation en été (l'air frais ayant tendance à descendre et à se mélanger à l'air du local). En hiver, l'air chaud se stratifie à proximité du plafond et il faut prévoir des bouches de reprise en partie basse pour réaliser un brassage correct de l'air pulsé (**fig. 2.1.a**).

Certaines conditions doivent être respectées dans le choix de l'emplacement d'une bouche murale de soufflage :

— le bord supérieur de la bouche de soufflage doit être situé à 30 [cm] environ du plafond pour permettre un fonctionnement correct de la bouche (voir § 2.2) et éviter les traînées noirâtres au plafond. Si le plafond comporte des parties en saillie (retombée de poutres, appareils d'éclairage), la bouche doit être placée suffisamment bas de façon à ce que l'obstacle ne provoque pas de turbulence et de courants d'air

— dans la mesure du possible, il faut examiner les **dimensions** et les **proportions** du local ainsi que la **position des parois chaudes ou froides** avant de décider de la position d'une bouche murale. L'air doit être soufflé suivant la plus grande dimension du local de façon à balayer toute la surface et éviter le choc du « jet » d'air sur la paroi opposée. De même, la disposition du circuit de soufflage doit s'attacher à éviter le refroidissement et la descente de l'air le long des parois froides

— la position des bouches de soufflage par rapport à l'**emplacement des occupants** a aussi une grande importance pour le confort du local. La **figure 2.1.c** montre les directions d'air recommandées ou à éviter pour une personne assise dans un bureau.

● **Les bouches situées en plinthe ou en allège** sont de plus en plus utilisées en climatisation de confort. Le soufflage s'effectue vers le plafond et suivant un angle de 15 à 20° par rapport à la verticale. Ce type de soufflage convient particulièrement en hiver puisqu'il permet d'éviter les courants d'air susceptibles de se former le long des parois froides.

● **Les bouches plafonnières** ne peuvent être installées que dans les locaux où la hauteur sous plafond est largement supérieure à 2,5 [m]. En effet, il faut prévoir au moins une distance de 1 [m] entre le jet d'air vertical et la tête de l'occupant pour éviter la sensation de courant d'air.

b) Les bouches de reprise

Elles sont aussi situées :

— en plinthe ou sur une paroi en partie basse
— en plafond.

Quelle que soit leur position, elles doivent être situées de façon telle que la totalité du volume d'air du local soit brassée et renouvelée.

2.2 - DONNÉES PHYSIQUES FONDAMENTALES

2.2.1 - Généralités

a) Définition

Pour prévoir et contrôler le **mouvement** et la **température** de l'air soufflé dans un local conditionné, il est absolument nécessaire d'étudier le phénomène du **jet d'air**.

De l'air soufflé à une certaine vitesse, par une ouverture de dimension réduite (bouche de soufflage) dans un local relativement grand, forme ce qu'on appelle un **jet**.

Nous allons étudier quelques notions fondamentales sur les jets d'air que l'on peut obtenir à travers les différentes bouches de soufflage du commerce.

b) Hypothèses

Pour simplifier notre étude et lui donner un caractère concret, nous supposerons que :

- **l'écoulement est permanent.**
  L'hypothèse du régime permanent suppose que toutes les caractéristiques de l'écoulement sont stables et invariables dans le temps
- **l'air est pratiquement incompressible** aux faibles vitesses de soufflage rencontrées dans la pratique $\left(W_s < 25\ [m/s] \right)$. Dans un jet, la compressibilité de l'air est à envisager lorsque les vitesses d'écoulement sont proches de la vitesse du son (330 [m/s]).

Nous envisagerons successivement le cas du jet d'air **isotherme** pour lequel l'air est soufflé à la même température que celle du local. Puis, nous étudierons le cas réel du jet plus chaud ou plus froid que l'air ambiant.

2.2.2 - Etude du jet d'air isotherme

a) Généralités

Quelle que soit la forme de la bouche de soufflage, l'expérience montre qu'un jet d'air présente les caractéristiques suivantes (**fig. 2.2.a**) :

- Après la bouche, le jet s'épanouit en formant un cône dont les limites sont bien déterminées. On peut assez précisément repérer la limite entre la zone extérieure où l'air est pratiquement calme et la zone de mélange où une certaine quantité d'air ambiant est entraînée.

- Le jet se **contracte** sensiblement après l'ouverture, comme le montre la **figure 2.2.b.**

Cette contraction est essentiellement fonction de la forme de la bouche et de la constitution de ses bords.

- L'étude des **vitesses** à l'intérieur du jet d'air fait apparaître plusieurs zones (fig. 2.2.c) :

— une zone relativement courte que l'on appelle le « **dard** », dans laquelle la vitesse est **maximale** et **constante**

— une **zone d'épanouissement** où la vitesse **diminue** au fur et à mesure que l'on s'éloigne de la bouche

— une **zone extérieure** où par hypothèse la vitesse de l'air ambiant est pratiquement **nulle**.

La distance de la bouche à la zone extérieure définit la **portée du jet** mesurée sur l'axe de la bouche.

Ces résultats d'expériences sont valables quelles que soient la forme et les dimensions de la bouche de soufflage. Toutefois, pour pouvoir préciser et calculer les diverses caractéristiques (angle de jet, vitesses à l'intérieur du jet, portée), il est nécessaire de classer les jets obtenus à travers les différentes bouches de soufflage.

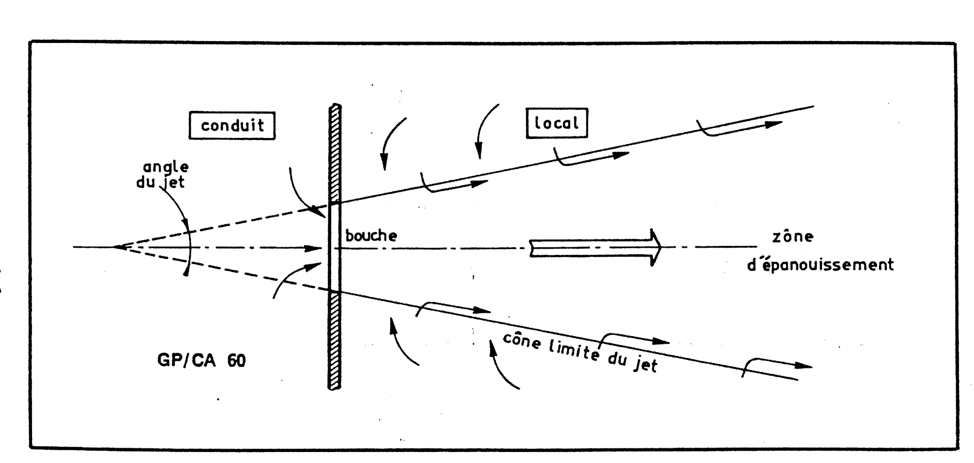


Fig. 2.2.a. — Epanouissement d'un jet d'air dans un local

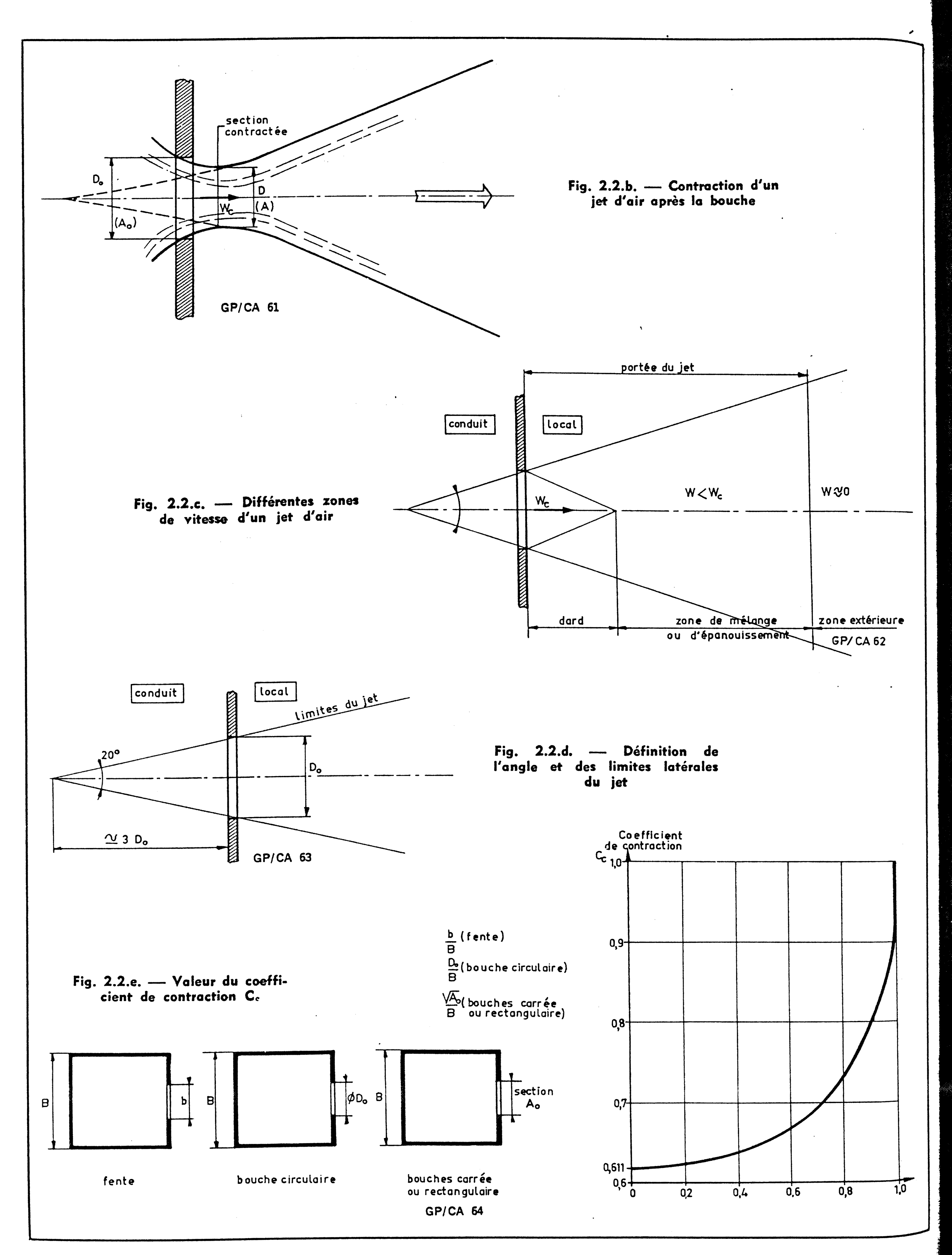


Fig. 2.2.b. — Contraction d'un jet d'air après la bouche

Fig. 2.2.c. — Différentes zones de vitesse d'un jet d'air

Fig. 2.2.d. — Définition de l'angle et des limites latérales du jet

Fig. 2.2.e. — Valeur du coefficient de contraction C_c

b) Différents types de jets d'air

Suivant la **forme** de la bouche de soufflage, on peut distinguer trois types de jets d'air :

— le **jet axial** à travers une **fente** ou une **bouche rectangulaire très longue** (rapport des côtés supérieur à 10)

— le **jet axial** à travers une **bouche circulaire ou rectangulaire courte** (rapport des côtés inférieur à 10)

— le **jet radial** à travers une **bouche annulaire.**

Suivant ces trois types de jets, déterminons les caractéristiques de l'écoulement.

c) Angle de jet

Dans le cas d'une ouverture **libre** (sans aubes directrices) et à bords francs (aigus ou arrondis), l'angle de jet tel qu'il est défini à la **figure 2.2.a** est **compris entre 20 et 22 degrés.** Pour les divers types de bouches, la valeur de l'angle de jet est donnée au **tableau 2.2.I.**

L'expérience montre que l'angle de jet, et par suite les limites latérales du jet, ne varient pratiquement pas avec la vitesse de soufflage. Exception faite des bouches à aubes directrices pour lesquelles l'angle de jet a la même valeur que l'angle des aubes extrêmes, on peut véritablement adopter, pour l'ensemble des bouches de soufflage, un angle de jet de 20 degrés.

Si D_0 est le diamètre ou la hauteur d'ouverture de la bouche, le sommet du cône formant le jet est sensiblement situé à une distance $3\,D_0$ à l'intérieur de la bouche **(fig. 2.2.d).**

d) Coefficient de contraction

Le coefficient de contraction C_c a une importance fondamentale dans l'étude des jets. C'est le rapport de la **section contractée** de l'écoulement à la **section nette d'ouverture de la bouche.** La section nette d'ouverture de la bouche est fonction **du facteur d'ouverture** f de la bouche (1).

On a la relation de définition **(fig. 2.2.b)** :

$$C_c = \frac{A}{A_0} = \frac{A}{f A_\ell}$$

A = section **contractée** de l'écoulement

A_0 = section **nette** de la bouche.

Le coefficient de contraction C_c est essentiellement fonction des dimensions géométriques de l'écoulement et en particulier des dimensions relatives de la bouche et de la conduite de soufflage.

TYPE DE BOUCHES DE SOUFFLAGE	ANGLE DE JET (degrés)
Fente, bouche rectangulaire longue (rapport des côtés supérieur à 10) ..	22
Bouche ronde, carrée ou rectangulaire (bords vifs ou arrondis)	20
Bouche à grille ($0{,}6 < f$ (1) $< 0{,}9$) ..	20
Panneaux perforés :	
— $0{,}03 < f < 0{,}12$	18
— $0{,}25 < f < 0{,}40$	19
Bouches à aubes directrices :	
— angle des aubes extrêmes 40°	40
— angle des aubes extrêmes 60°	60
— angle des aubes extrêmes 90°	90

TABLEAU 2.2.I — VALEUR DE L'ANGLE DE JET SUIVANT LES DIFFERENTS TYPES DE BOUCHES DE SOUFFLAGE

Toutefois, les résultats expérimentaux montrent que les valeurs de C_c sont les mêmes pour une fente, une bouche rectangulaire ou circulaire.

Les valeurs réelles de C_c sont données par l'abaque de la **figure 2.2.e** pour l'ensemble des bouches de soufflage.

CAS PARTICULIER : Conduit débouchant directement dans un local (fig. 2.2.f)

On a dans ce cas :

$$b = B \quad \text{ou} \quad D_0 = B \quad \text{ou} \quad \sqrt{A_0} = B$$

L'abaque de la **figure 2.2.e** indique alors

$$0{,}93 < C_c < 1$$

Pour obtenir une valeur plus précise de C_c, il faut faire intervenir la vitesse de soufflage. Les essais de NOTTAGE ont permis de connaître les variations de C_c en fonction de la vitesse de soufflage **(tableau 2.2.II).**

TABLEAU 2.2.II — VARIATION DE C_c EN FONCTION DE LA VITESSE DE SOUFFLAGE DANS LE CAS D'UN CONDUIT DEBOUCHANT DIRECTEMENT DANS UN LOCAL (D'APRES NOTTAGE)

W_0 [m/s]	0,5	1	1,5	2	2,5	5	10	30
C_c	0,92	0,94	0,96	0,96	0,97	0,98	0,98	0,99

APPLICATION : Calcul de la vitesse au col du jet

La vitesse au col du jet peut se calculer à partir du coefficient de contraction C_c.

En effet, l'écoulement étant **permanent** et **isotherme**, le débit volumique d'air est **constant** :

$$q_v = cst$$

(1) f est le facteur d'ouverture de la bouche. C'est le rapport entre la section nette d'ouverture et la section libre de la bouche. f intervient lorsque la bouche est munie de grilles, d'ailettes ou d'aubes directrices. On a la relation

$$f = \frac{A_0}{A_\ell}$$

A_0 = section nette de l'ouverture

A_ℓ = section libre de l'ouverture.

Dans la section contractée, ce débit a pour expression :

$$q_v = A.W_c \quad [m^3/s]$$

A = section contractée [m²]
W_c = vitesse dans la section contractée au col du jet [m/s]

Or, nous avons la relation de définition :

$$C_c = \frac{A}{A_o}$$

Par conséquent,

$$W_c = \frac{q_v}{A} = \frac{q_v}{C_c A_o} = \frac{q_v}{C_c f A_\ell}$$

$$\boxed{\underset{[m/s]}{W_c} = \frac{q_v}{C_c f A_\ell}} \qquad \textbf{(2.2.A)}$$

q_v = débit volumique de la bouche [m³/s]
A_o = section nette de la bouche [m²]

$$A_o = f \cdot A_\ell$$

A_ℓ = section libre de la bouche [m²]
C_c = coefficient de contraction.

Posons

$$W_o = \frac{q_v}{f A_\ell}$$

W_o = vitesse théorique de soufflage (rapport du débit à la section nette de l'ouverture).

Il vient :

$$\boxed{W_c = \frac{W_o}{C_c}}$$

Puisque $C_c < 1$, il s'ensuit que :

$$W_c > W_o$$

La vitesse au col du jet est **supérieure** à la vitesse théorique de soufflage.

EXEMPLE :

Une bouche de ventilation rectangulaire a une ouverture libre $(f = 1)$ de 100 × 150 [mm]. Elle est située sur la paroi d'un conduit dont les dimensions sont 200 × 300 [mm]. Le débit de soufflage est 0 03 [m³/s] et l'air est soufflé à la même température que celle du local.

Calculer le coefficient de contraction, la vitesse théorique de soufflage et la vitesse au col du jet d'air (**fig. 2.2.g**).

Le rapport $\frac{\sqrt{A_\ell}}{B}$ est égal à

$$\frac{\sqrt{A_\ell}}{B} = \frac{\sqrt{0{,}1 \times 0{,}15}}{0{,}2} = 0{,}61$$

L'abaque de la **figure 2.2.e** indique une valeur

$$\underline{C_c = 0{,}66}$$

La vitesse théorique de soufflage est donc $(f = 1)$:

$$W_o = \frac{q_v}{f A_\ell} = \frac{0{,}03}{0{,}1 \times 0{,}15} = \underline{2\ [m/s]}$$

La vitesse au col du jet d'air est alors :

$$W_c = \frac{W_o}{C_c} = \frac{2}{0{,}66} = 3{,}03\ [m/s]$$

$$\underline{W_c = 3{,}03\ [m/s]}$$

2.2.3 - *Calcul des vitesses dans le jet*

Nous avons précédemment signalé que l'on pouvait distinguer à l'intérieur d'un jet d'air trois zones essentielles :

— une zone où la vitesse est constante et qui forme le « **dard** »

Fig. 2.2.f. — Conduit débouchant directement dans un local

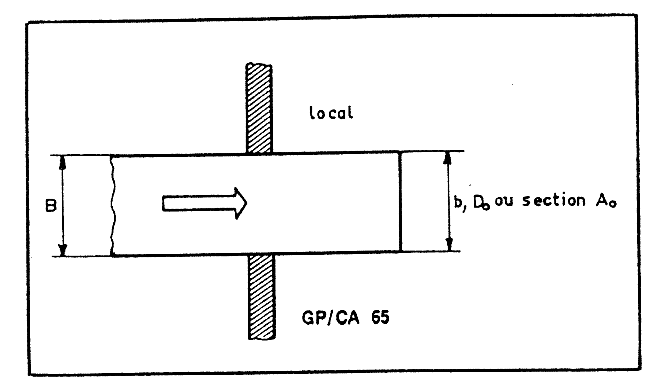
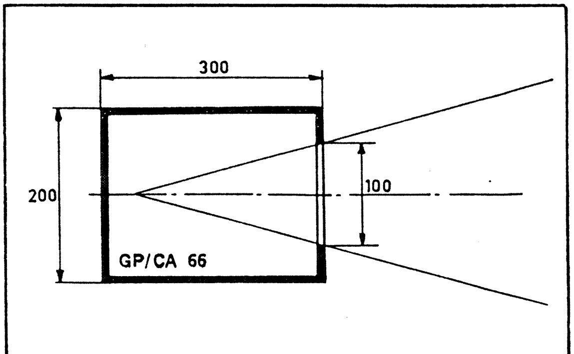


Fig. 2.2.g. — Exemple de calcul de la vitesse de soufflage



— une **zone d'épanouissement** où la vitesse diminue progressivement au fur et à mesure qu'on s'éloigne de la bouche

— une **zone extérieure** où l'air est calme et nullement influencé par le jet.

a) Le dard

● **Vitesse dans le dard :**

L'expérience montre qu'à l'intérieur du dard la vitesse est **maximale** et **uniformément égale à la vitesse au col du jet** W_c.

$$W_c = \frac{q_v}{C_c A_0}$$

ou

$$W_c = \frac{q_v}{C_c f A_\ell} \qquad (2.2.A)$$

● **Dimensions du dard :**

Le dard forme une zone conique ou prismatique dont la base est l'ouverture de la bouche de soufflage. Le sommet du dard est situé sur l'axe et à l'extérieur de la bouche (**fig. 2.2.h**).

La longueur du dard peut se calculer par la relation expérimentale :

$$x_{dard} = K\sqrt{A_0}$$

ou

$$x_{dard} = K\sqrt{f A_\ell} \qquad (2.2.B)$$

TABLEAU 2.2.III — VALEUR DE K POUR LE CALCUL DE LA LONGUEUR DU DARD

TYPE DE BOUCHES DE SOUFFLAGE	K	
	$W_c < 5$ [m/s]	$5 < W_c < 10$ [m/s]
Fente, bouche rectangulaire longue (rapport des côtés supérieur à 10)	3,9	4,8
Bouche libre ronde ou carrée	5,7	7
Bouche rectangulaire libre ...	4,9	6
Bouche rectangulaire libre et plafond adjacent	6,9	8,5
Bouche à grilles ou aubes f > 0,4	4,7	5,7
Bouche à grille avec plafond adjacent	6,6	8,1
Panneaux perforés :		
— 0,03 ≤ f < 0,10	3	3,7
— 0,10 ≤ f < 0,20	4	5
Fentes annulaires	3,9	4,8
Fentes annulaires avec plafond adjacent	5,5	6,8
Bouches à aubes directrices :		
— angle des aubes extrêmes 40°	3,5	—
— angle des aubes extrêmes 60°	2,5	—
— angle des aubes extrêmes 90°	2	—

x_{dard} = longueur du dard [m]

A_0 = section nette de la bouche [m²] (aubes ou grille déduites)

K = coefficient expérimental donné au **tableau 2.2.III**. Il dépend du type de la bouche de soufflage et de la présence ou non d'un plafond adjacent.

b) Zone d'épanouissement

La zone d'épanouissement commence immédiatement après la surface conique ou prismatique qui limite le dard.

Pour le calcul des vitesses dans cette zone, il faut distinguer deux régions :

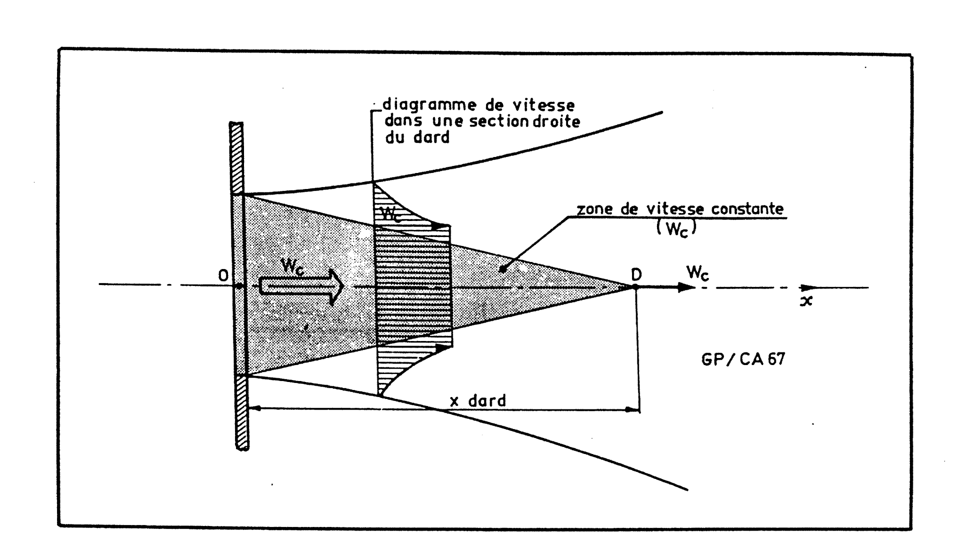


Fig. 2.2.h. — Dimensions et caractéristiques du dard dans un jet d'air

— celle dont les points sont situés **sur l'axe** de la bouche de soufflage

— celle dont les points sont situés **en dehors de l'axe** de la bouche.

Calcul de la vitesse sur l'axe de la bouche :

Soit W_m la vitesse en un point m d'abscisse x_m sur l'axe de la bouche (**fig. 2.2.i**).

● **Cas des bouches à fente ou rectangulaires longues** (rapport des côtés supérieur à 10) :

L'expérience montre que, pour un point de l'axe situé entre l'extrémité D du dard et un point E d'abscisse x_1 défini par

$$x_1 = 22\sqrt{A_0} = 22\sqrt{f A_\ell}$$

la vitesse axiale décroît proportionnellement à $\frac{1}{\sqrt{x}}$.

On a la relation :

$$x_{dard} < x_m < x_1$$

$$\boxed{W_m = W_c \sqrt{\frac{x_{dard}}{x_m}}} \qquad \text{(2.2.C)}$$

Au delà de x_1, la vitesse axiale varie proportionnellement à $\frac{1}{x}$ et suivant la relation :

$$x > x_1 \qquad \boxed{W_m = W_c \frac{\sqrt{22\,KA_0}}{x_m}} \qquad \text{(2.2.D)}$$

W_m = vitesse en un point **m** de l'axe de la bouche [m/s]

W_c = vitesse dans la section contractée au col du jet [m/s]

x_m = abscisse du point **m** [m]

K = coefficient donné au **tableau 2.2.III** suivant le type de bouche.

EXEMPLE :

Considérons une bouche de soufflage située sur un conduit de 300 × 500 et constituée d'une ouverture de 50 × 750 [mm] munie de grilles. Le coefficient d'ouverture est f = 0,85. Le débit volumique de cette bouche est 0,08 [m³/s] (**figure 2.2.j**).

Déterminons les variations de la vitesse sur l'axe du jet d'air.

Il s'agit d'une bouche rectangulaire longue puisque le rapport des côtés est supérieur à 10. La valeur du coefficient de contraction C_c est donnée par la **figure 2.2.e** :

$$\frac{b}{B} = \frac{50}{300} = 0{,}166$$

donc

$$\underline{C_c \simeq 0{,}62}$$

La vitesse W_c dans le dard est par conséquent :

$$W_c = \frac{q_v}{C_c A_0} = \frac{q_v}{C_c f A_\ell}$$

$$= \frac{0{,}08}{0{,}62 \times 0{,}85 \times 0{,}05 \times 0{,}75}$$

$$\underline{W_c \simeq 4\ [m/s]}$$

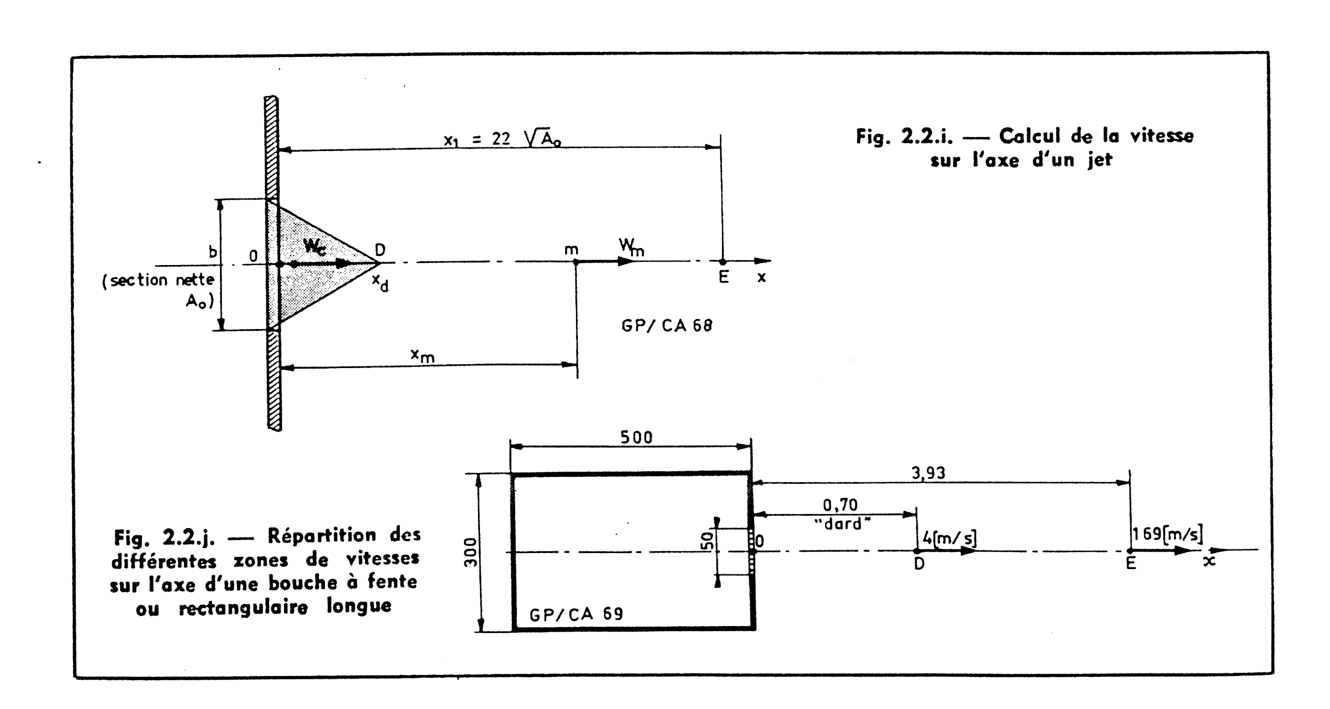


Fig. 2.2.i. — Calcul de la vitesse sur l'axe d'un jet

Fig. 2.2.j. — Répartition des différentes zones de vitesses sur l'axe d'une bouche à fente ou rectangulaire longue

Le **tableau 2.2.III** indique une valeur de K :

$$\underline{K = 3{,}9} \quad (W_c < 5\,[m/s])$$

La longueur du dard est égale à (2.2.B) :

$$x_{dard} = K\sqrt{A_o} = K\sqrt{f A_\ell}$$

$$= 3{,}9\sqrt{0{,}85 \times 0{,}05 \times 0{,}75}$$

$$\underline{x_{dard} \simeq 0{,}70 \text{ m}}$$

L'abscisse du point x_1 est alors :

$$x_1 = 22\sqrt{0{,}85 \times 0{,}05 \times 0{,}75}$$

$$\underline{x_1 = 3{,}93\ [m]}$$

Donc, pour $0{,}70 < x < 3{,}93\ [m]$, la vitesse est égale à :

$$W_m = W_c\sqrt{\frac{x_{dard}}{x_m}} = 4 \cdot \frac{\sqrt{0{,}70}}{\sqrt{x_m}}$$

soit

$$\boxed{W_m\ [m/s] = \frac{3{,}35}{\sqrt{x_m}}}$$

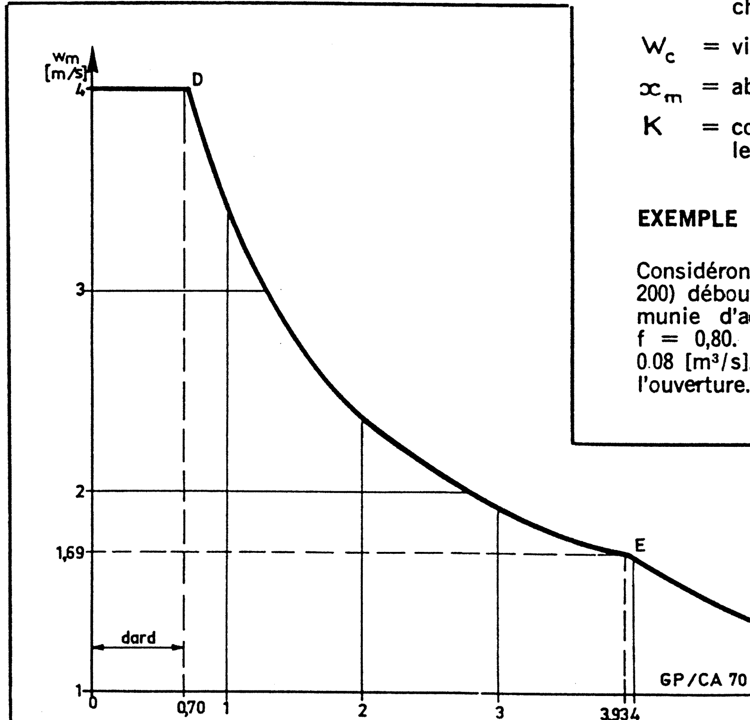


Fig. 2.2.k. — Variation de la vitesse sur l'axe d'une bouche à fente ou rectangulaire longue

Pour $x > 3{,}93\ [m]$:

$$W_m = W_c \frac{\sqrt{22\,K f A_\ell}}{x_m}$$

$$= 4 \cdot \frac{\sqrt{22 \times 3{,}9 \times 0{,}85 \times 0.05 \times 0{,}75}}{x_m}$$

soit :

$$\boxed{W_m = \frac{6{,}64}{x_m}}$$

La représentation graphique de cette variation est faite à la **figure 2.2.k.**

● **Cas des bouches circulaires ou rectangulaires courtes :**

L'expérience montre que, sur la majeure partie de l'axe de la bouche, la vitesse W_m décroît proportionnellement à $\frac{1}{x}$ et suivant la relation :

$$W_m = W_c \frac{x_{dard}}{x_m}$$

soit

$$\boxed{W_m = W_c \frac{K\sqrt{A_o}}{x_m}} \qquad \textbf{(2.2.E)}$$

W_m = vitesse en un point **m** sur l'axe de la bouche [m/s]

W_c = vitesse au col du jet (dans le dard) [m/s]

x_m = abscisse du point **m** [m]

K = coefficient donné au **tableau 2.2.III** suivant le type de bouche.

EXEMPLE :

Considérons une bouche de soufflage circulaire (Ø 200) débouchant directement dans un local. Elle est munie d'ailettes et le coefficient d'ouverture est f = 0,80. Le débit volumique de cette bouche est 0.08 [m³/s]. Calculons la vitesse sur l'axe à 3 [m] de l'ouverture.

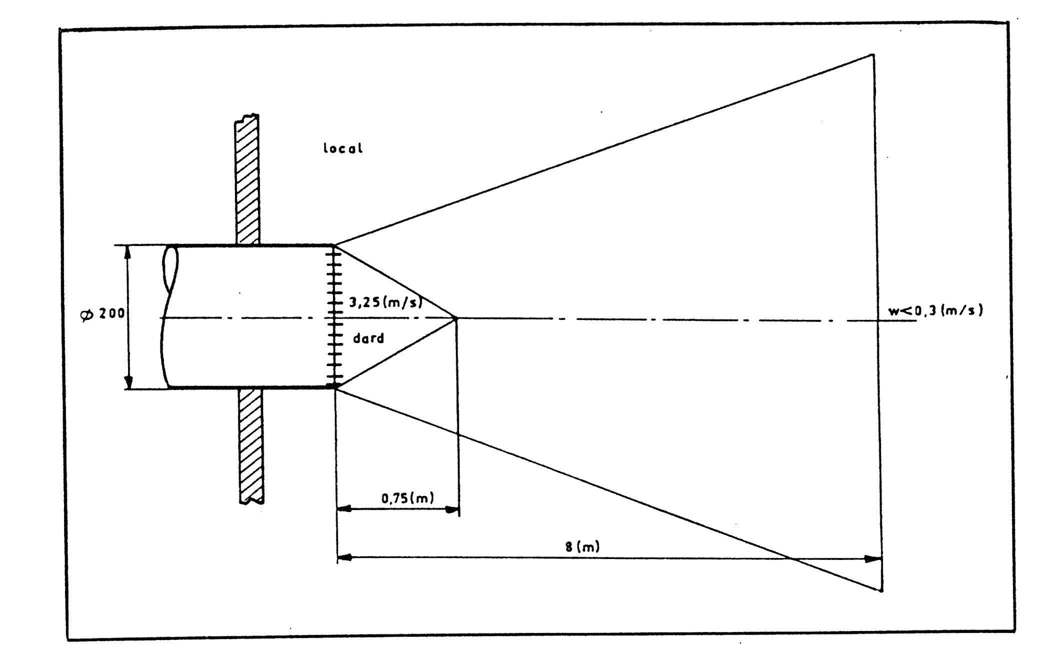


Fig. 2.2.k bis

A quelle distance de la bouche le jet est-il pratiquement amorti $\left(W_m = 0{,}3\ [m/s]\right)$?

∴

La valeur du coefficient de contraction est fonction de la vitesse de soufflage (**tableau 2.2.II**).

La vitesse de soufflage est approximativement :

$$W_o \approx \frac{q_v}{f A_\ell} \approx \frac{0{,}08}{0{,}8 \times 0{,}0314} \approx 3\ [m/s]$$

Le coefficient de contraction donné par le **tableau 2.2.II** est alors :

$$C_c = 0{,}98$$

La vitesse W_c dans le dard est par conséquent :

$$W_c = \frac{q_v}{C_c f A_\ell} = \frac{0{,}08}{0{,}98 \times 0{,}8 \times 0{,}0314}$$

$$\mathbf{W_c = 3{,}25\ [m/s]}$$

La longueur du dard est égale à (2.2.B) :

$$x_{dard} = K\sqrt{f A_\ell}$$

Le **tableau 2.2.III** donne une valeur de K (bouches à ailettes) :

$$K = 4{,}7$$

Donc :

$$x_{dard} = 4{,}7\sqrt{0{,}8 \times 0{,}0314}$$

$$\mathbf{x_{dard} = 0{,}75\ [m]}$$

Au point d'abscisse $x_m = 3$, la vitesse sur l'axe est égale à :

$$W_m = W_c \frac{x_{dard}}{x_m} = 3{,}25\ \frac{0{,}75}{3}$$

$$W_m = 0{,}81\ [m/s]$$

Le jet est pratiquement amorti à une distance :

$$x_m = \frac{W_c}{W_m}\ x_{dard}$$

avec :

$$W_m = 0{,}3\ [m/s]$$

soit :

$$x_m = \frac{3{,}25}{0{,}3} \cdot 0{,}75$$

$$\mathbf{x_m \approx 8\ [m]}$$

La portée du jet est sensiblement de 8 [m].

● Cas des bouches à jet radial

Les bouches à jet radial sont généralement situées en plafond ou à proximité de celui-ci. Il en existe essentiellement trois types (fig. 2.2.l) :

— **les fentes annulaires libres** (munies ou non d'ailettes). L'exemple typique est constitué par les bouches de soufflage des aérothermes plafonniers suspendus.
Les caractéristiques du jet sont comparables à celles d'une bouche rectangulaire libre avec ou sans ailette ($K = 3{,}9$ à $4{,}8$, tableau 2.2.III).

— **les fentes annulaires avec plafond adjacent.** Leur cas est très particulier du fait du frottement exercé par le plafond sur l'air du jet. L'expérience montre que :

- la **longueur du dard** est donnée par les relations :

$$x_{dard} = KH_o = K \cdot \varphi\, H_\ell$$

dans lesquelles :

x_{dard} : longueur du dard mesurée horizontalement à partir du bord de la fente [m].

H_o : largeur nette de la fente annulaire (ailettes déduites) [m]

H_ℓ : largeur libre de la fente [m].

K : valeur comprise entre 5,5 et 6,8 (tableau 2.2.III).

- la **vitesse à l'intérieur du dard** est maximale et uniformément égale à

$$W_c = \frac{q_v}{C_c \varphi A_\ell} \qquad \textbf{(2.2.A)}$$

- **A l'extérieur du dard** et à une très faible distance du diffuseur, la hauteur H_o n'intervient plus dans la variation de la vitesse W_m sur l'axe; seul le débit ou le diamètre D du col du diffuseur détermine les valeurs de W_m en fonction de x_m.

On a la relation empirique :

$$W_m = W_c^{1,43} \frac{D^{1,29}}{K' x_m^{1,43}}$$

dans laquelle (fig. 2.2.m) :

W_m : vitesse en un point **m** de l'axe Ox

W_c : vitesse dans le dard (2.2.A)

x_m : abscisse d'un point **m**

D : diamètre du col du diffuseur (fig. 2,2,m)

K : coefficient dont les valeurs sont : $K' = 7$ si le plafond est adjacent au diffuseur et $K' = 13$ si le plafond n'est pas adjacent au diffuseur.

— **Diffuseurs à ailettes**
Ces diffusieurs sont d'un emploi très fréquent et ils se caractérisent par le fait que l'axe du jet de soufflage est **vertical.** L'orifice de soufflage de ces diffuseurs est analogue à une **bouche circulaire à ailettes divergentes.** Le jet d'air est d'autant plus raccourci que l'angle α du jet est grand (fig. 2.2.l).

Pour calculer les vitesses dans le jet de soufflage, on appliquera les relations 2.2.B et 2.2.E en remplacant x_m (abscisse réelle du point **m**) par x_c (abscisse fictive) donné par la relation :

$$x_c = 5{,}9\, x_m \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

Remarque
Ce mode de calcul peut aussi s'appliquer à toute bouche circulaire ou rectangulaire courte munie d'ailettes divergentes.

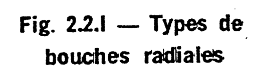
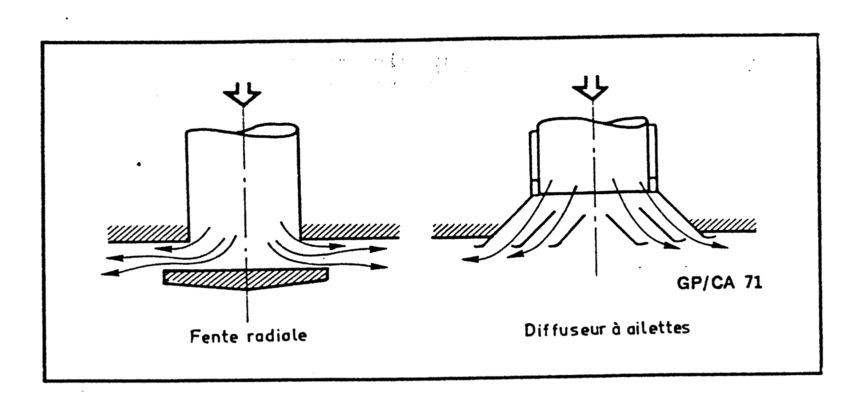


Fig. 2.2.l — Types de bouches radiales



EXEMPLE :

Considérons une bouche à fente annulaire montée en plafond (fig. 2.2.l). La hauteur libre de la fente est $H_0 = 2$ [cm]; le facteur d'ouverture est $f = 1$.

Le diamètre du col du diffuseur est de $D = 200$ [mm]

Le débit de cette bouche est 0.070 [m³/s] et le coefficient de contraction est environ $C_c = 0,9$.

Calculons les caractéristiques du dard (longueur et vitesse) et la vitesse en un point d'abscisse $x_m = 0,5$ [m] situé près du plafond.

* * *

La longueur du dard est donnée par la relation :

$$x_{dard} = K H_0$$

avec

$$H_0 = 2\ [cm]$$

$$K = 5,5 \qquad \text{(tableau 2.2.III)}$$

donc

$$x_{dard} = 5,5 \times 2 = 11\ [cm]$$

La vitesse W_c dans le dard est égale à :

$$W_c = \frac{q_v}{C_c\, f\, A_\ell}$$

avec

$$C_c = 0,90$$

$$f = 1$$

$$A_\ell = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi}{4}(0,2)^2 = 3,14.10^{-2}\ [m^2]$$

donc

$$W_c = \frac{0,070}{0,9 \times 3,14.10^{-2}} = \underline{2,50}\ [m/s]$$

La vitesse en un point d'abscisse $x_m = 0,5$ [m] situé près du plafond est donnée par la relation :

$$W_m = W_c^{1,43} \frac{D^{1,29}}{K' x_m^{1,43}}$$

avec $K' = 7$.

Pour calculer la valeur numérique d'une telle relation, faisons appel aux logarithmes.

On a :

$$\log W_m =$$

$$1,43 \log W_c + 1,29 \log D - \log K' - 1,43 \log x_m$$

$$\log W_c = \log 2,5 = 0,398$$

$$\log D = \log 0,2 = \bar{1},301 = -0,699$$

$$\log K' = \log 7 = 0,845$$

$$\log x_m = \log 0,5 = \bar{1},7 = -0,3$$

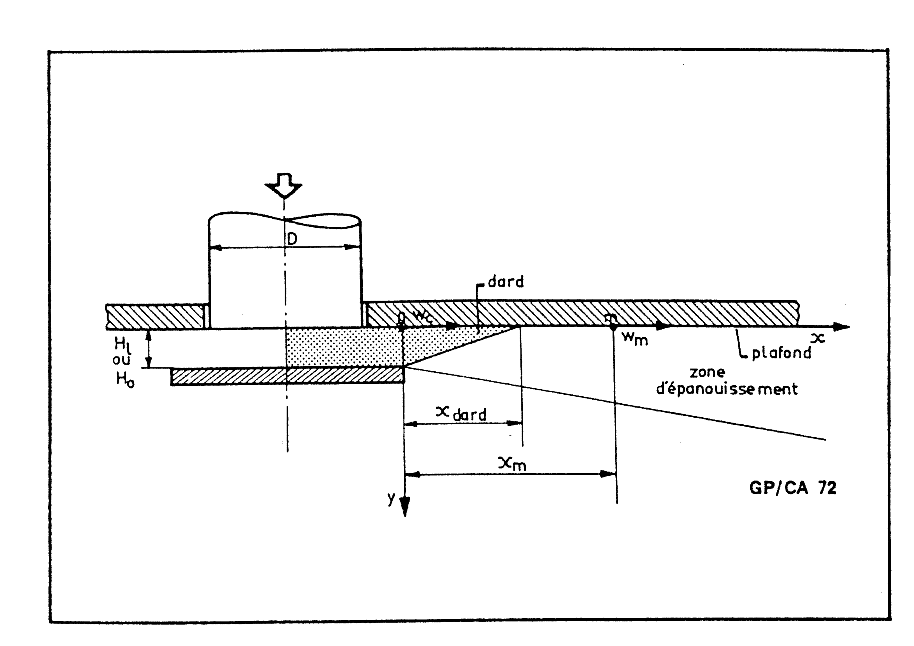


Fig. 2.2.m — Répartition des vitesses dans une bouche radiale

Le calcul donne le résultat suivant :

$$\log W_m = -0,746 = \bar{1},254$$

donc

$$\underline{W_m = 0,18 \ [m/s]}$$

Calcul des vitesses hors de l'axe de la bouche

Nous nous sommes attachés jusqu'à présent à déterminer la variation de la vitesse W_m sur l'axe de la bouche de soufflage en fonction de l'abscisse x_m.

Les valeurs de la vitesse axiale W_m ont une importance fondamentale parce qu'elles permettent de déterminer, en chaque point de l'axe de la bouche, le **profil transversal des vitesses.**

Quel que soit le type de bouche de soufflage à condition que le jet soit libre et qu'il n'y ait pas de plafond adjacent, le profil transversal des vitesses dans un plan perpendiculaire à l'axe de la bouche et en un point d'abscisse x_m situé au-delà des limites du dard, est représenté à la **figure 2.2.n.** La répartition verticale des vitesses est symétrique par rapport à l'axe de la bouche.

Pour un point M de coordonnées x_m et y_M TUVE a déterminé une relation liant le rapport des vitesses $\frac{W_m}{W_M}$ au rapport $\frac{y_M}{x_m}$. Cette relation de TUVE est la suivante :

$$\log \frac{W_m}{W_M} = 40 \left(\frac{y_M}{x_m}\right)^2 \qquad \textbf{(2.2.F)}$$

dans laquelle :

W_m : vitesse en un point **m** de l'axe Ox

W_M : vitesse en un point **M** à l'intérieur des limites du jet

x_m et y_M : coordonnées du point **M** (**fig. 2.2.n**).

La représentation graphique de la relation **2.2.F** est donnée à la **figure 2.2.O.**

Par conséquent, **pour calculer la vitesse en un point M situé à l'intérieur du jet et en dehors de l'axe, il suffit, en fonction du rapport $\frac{y_M}{x_m}$ des coordonnées de ce point, de lire sur l'abaque de la figure 2.2.0 la valeur du rapport $\frac{W_M}{W_m}$. On en déduit la valeur de W_M connaissant celle de W_m.**

On peut donc ainsi déterminer complètement les vitesses de l'air dans le jet d'une bouche de soufflage.

EXEMPLE :

Reprenons le cas étudié précédemment d'une bouche de soufflage circulaire de diamètre 200 [mm] dont le débit volumique est 0,08 [m³/s]. Calculons la vitesse en un point **M** de coordonnées

$$x_m = 3 \ [m]$$

et

$$y_M = 0,3 \ [m]$$

(fig. 2.2.p).

La relation 2.2.F, ou plus rapidement le diagramme de la **figure 2.2.o**, nous permettent de calculer $\frac{W_M}{W_m}$ en fonction de $\frac{y_M}{x_m}$

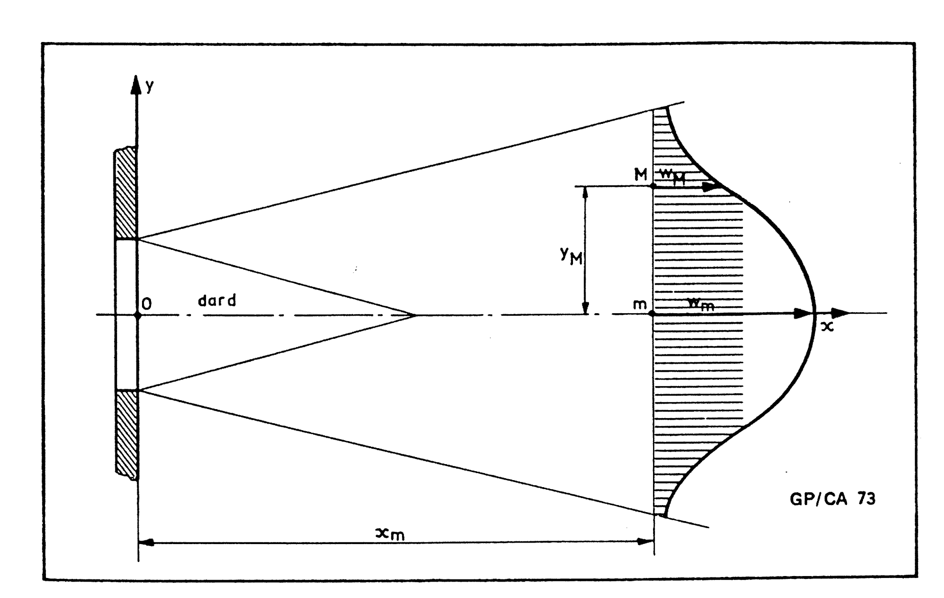


Fig. 2.2.n — Profil des vitesses en dehors de l'axe du jet et dans un plan perpendiculaire à l'axe

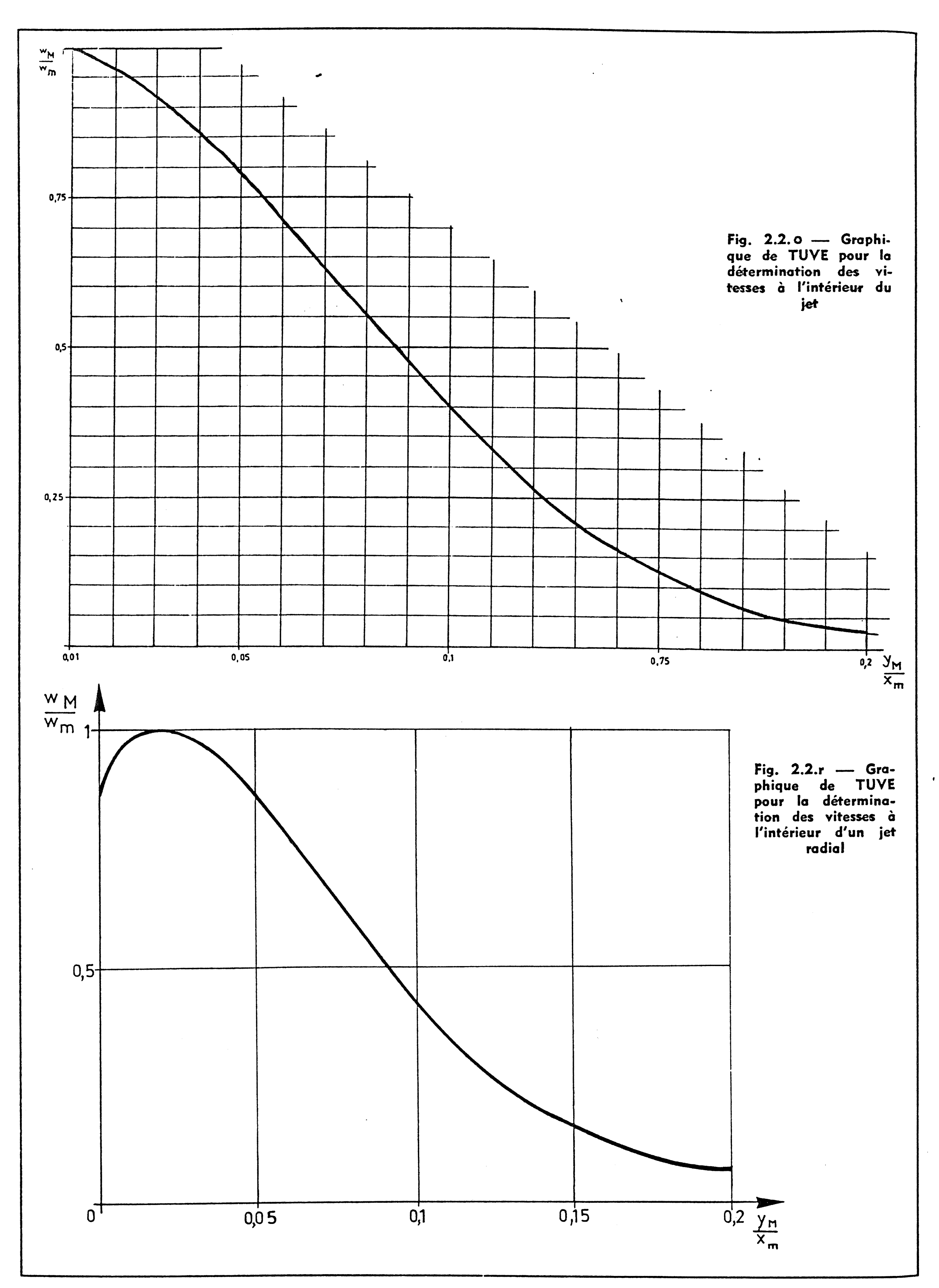


Fig. 2.2.o — Graphique de TUVE pour la détermination des vitesses à l'intérieur du jet

Fig. 2.2.r — Graphique de TUVE pour la détermination des vitesses à l'intérieur d'un jet radial

On a : $\frac{y_M}{x_m} = \frac{0,3}{3} = 0,1$

On en déduit par lecture du diagramme **2.2.o** :

$$\frac{W_M}{W_m} = 0,40$$

Nous avons précédemment calculé la vitesse W_m, soit :

$$W_m = 0,81\ [m/s]$$

Par conséquent,

$$W_m = 0,81 \quad W_M = 0,81 \times 0,43$$

$$\underline{W_M = 0,32\ [m/s]}$$

La vitesse en un point **M** de coordonnées

$$x = 3\ [m] \quad \text{et} \quad y = 0,3\ [m]$$

est donc 0,32 [m/s].

Cas particuliers d'une paroi adjacente parallèle au jet

C'est le cas des bouches annulaires montées en plafond **(fig. 2.2.m)**.

Le profil des vitesses s'établit comme le montre la **figure 2.2.q**. Pour déterminer la vitesse en un point situé à l'intérieur du jet, on utilise le diagramme de la **figure 2.2.r** qui permet de calculer $\frac{W_M}{W_m}$ en fonction de $\frac{y_M}{x_m}$.

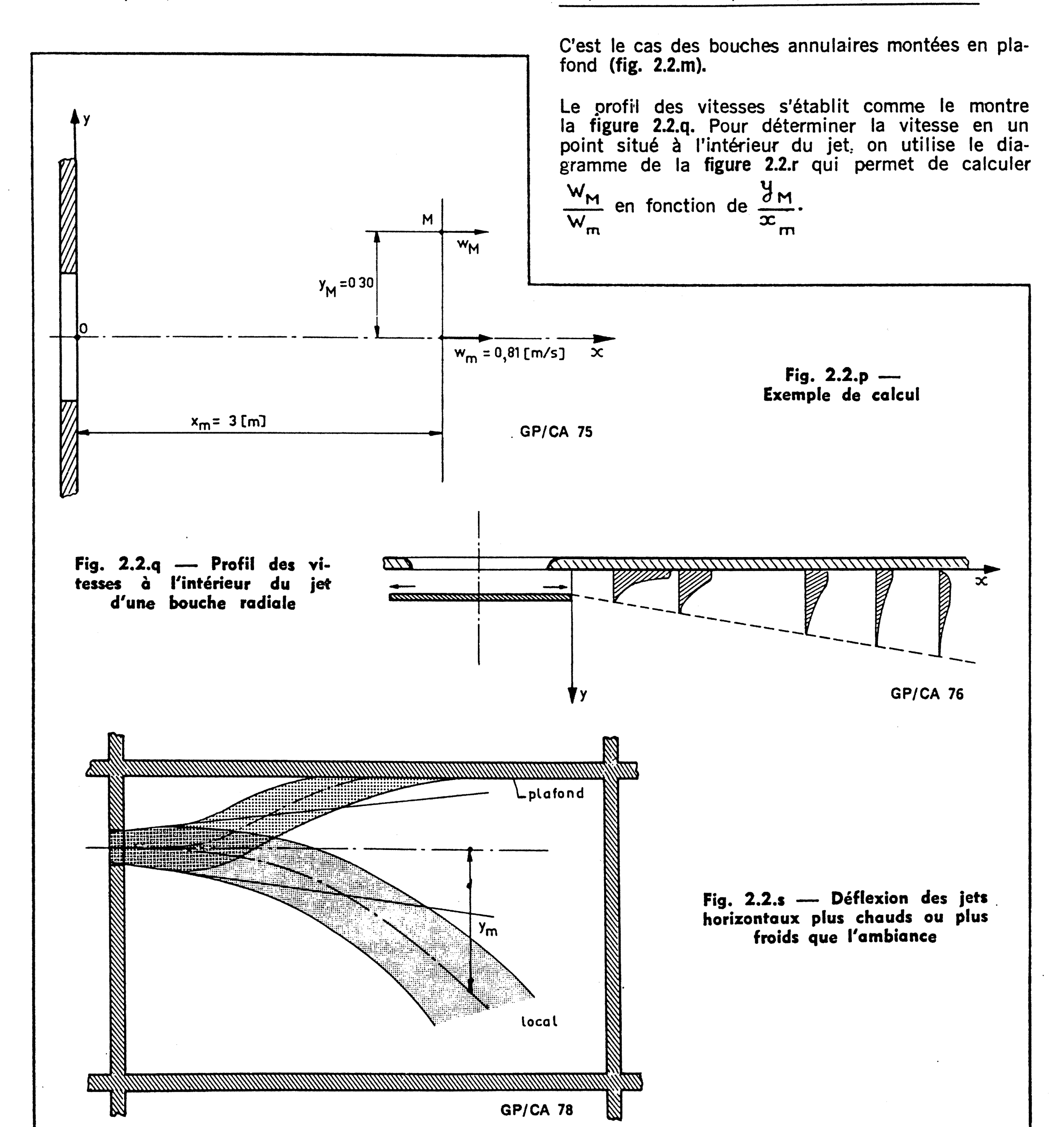


Fig. 2.2.p — Exemple de calcul

Fig. 2.2.q — Profil des vitesses à l'intérieur du jet d'une bouche radiale

Fig. 2.2.s — Déflexion des jets horizontaux plus chauds ou plus froids que l'ambiance

2.2.4 - Etude du jet d'air chaud ou froid

Nous avons précédemment supposé que le jet d'air était à la même température que celle du local. Ce cas se présente quelquefois dans la réalité en particulier en **ventilation** lorsque l'air n'a pas à compenser les « charges » thermiques des locaux.

Plus fréquemment, en **climatisation,** l'air doit être soufflé à une température différente de celle de l'air ambiant (air plus chaud ou air plus froid). Le jet qui en résulte est alors appelé **anisotherme.**

a) Jet anisotherme horizontal

Un jet anisotherme soufflé horizontalement subit une déflexion vers le **haut** s'il est plus chaud que l'ambiance, ou vers le **bas** s'il est plus froid **(fig. 2.2.s).**

L'expérience prouve que **la répartition des vitesses à l'intérieur du jet chaud ou froid est tout à fait analogue à celle d'un jet isotherme,** sauf que l'axe est déflecté vers le haut ou vers le bas comme le montre la **figure 2.2.s.**

A la distance x_m la déflexion vers le haut ou vers le bas (jet chaud ou froid) est donnée par la relation expérimentale de KOESTEL :

$$y_m = 0{,}019 \, \frac{\theta_s - \theta_a}{W_c^2} \sqrt{\frac{x_m^5}{D_o}}$$

dans laquelle :

y_m : déflexion vers le haut ou vers le bas [m]

θ_s : température de soufflage [°C]

θ_a : température ambiante du local [°C]

W_c : vitesse dans le dard [m/s]

x_m : abscisse du point où l'on calcule la déflexion [m]

D_o : diamètre de la bouche si elle est circulaire [m].

Si la bouche est rectangulaire on remplacera D_o par $\sqrt{A_o}$

EXEMPLE :

Poursuivant l'exemple précédent, calculons la déflexion à 2 [m] d'une bouche circulaire de diamètre 200 [mm]. munie d'ailettes (f = 0,80) et dont le débit est 0.08 [m³/s]. La température de soufflage est 40 [°C] et le local doit être maintenu à 20 [°C].

Nous avons calculé précédemment la vitesse dans le dard :

$$W_c = 3{,}25 \, [\text{m/s}]$$

Par conséquent,

$$y_m = 0{,}019 \, \frac{40 - 20}{3{,}25^2} \sqrt{\frac{2^5}{0{,}2}}$$

On trouve finalement

$$y_m = 0{,}43 \, [\text{m}]$$

A une distance de 2 [m]. l'axe du jet est donc dévié de 43 [cm] au-dessus de l'axe horizontal de la bouche.

b) Jet anisotherme vertical

Un jet vertical, soufflé généralement vers le bas, **ne subit aucune déflexion.** Toutefois, **sa portée est plus faible s'il est chaud et plus forte s'il est froid.** Alors que pour le jet anisotherme horizontal, la répartition des vitesses n'était pas modifiée à l'intérieur du jet. il faut s'attendre dans ce cas à ce que le jet soit **ralenti s'il est chaud** et au contraire **légèrement accéléré s'il est froid.**

KOESTEL a montré que la vitesse axiale au-delà du dard est donnée par la relation empirique :

$$W_m = W_c \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{K\sqrt{A_o}}{x_m}\right)^3 \pm 2{,}7 \, \frac{A_o(\theta_s - \theta_a)}{W_c^2}}$$

dans laquelle :

W_m : vitesse axiale à la distance x_m de la bouche [m/s]

W_c : vitesse dans le dard [m/s]

A_o : section nette de la bouche [m²]

K : coefficient donné au **tableau 2.2.III** d'après le type de bouche.

Le signe ⊕ correspond au jet froid et le signe ⊖ au jet chaud.

EXEMPLE :

Supposons que la bouche circulaire précédente de diamètre 200 [mm] et de 0,08 [m³/s] de débit (f = 0,80), souffle **verticalement** vers le bas, la température de soufflage étant 40 [°C] et la température du local 20 [°C]. Calculons la vitesse à la distance $x_m = 1$ [m] de la bouche et la réduction de vitesse par rapport à celle d'un jet isotherme à la même distance de la bouche.

On a précédemment calculé :

$$W_c = 3{,}25 \, [\text{m/s}]$$

$$W_{m,iso} = W_c \, \frac{K\sqrt{A_o}}{x_m} = 3{,}25 \, . \, 0{,}75$$

donc :

$$W_{m,iso} = 2{,}44 \, [\text{m/s}]$$

D'autre part,

$$W_m = 3{,}25 \sqrt[3]{(0{,}75)^3 - 2{,}7 \frac{0{,}0314 \times 0{,}8 \times 20}{3{,}25^2}}$$

$$W_m = 3{,}25 \sqrt[3]{0{,}42 - 0{,}13}$$

$$W_m = 2{,}17 \ [m/s]$$

Par conséquent, la vitesse a été réduite de

$$2{,}44 - 2{,}17 = 0{,}27 \ [m/s]$$

A quelle distance de la bouche le jet vertical chaud est-il arrêté ?

Si $W_m = 0$, la relation générale peut s'écrire :

$$\frac{K\sqrt{A_o}}{x_m} = \sqrt[3]{2{,}7 \frac{A_o(\theta_s - \theta_a)}{W_c^2}}$$

ce qui donne :

$$\frac{0{,}75}{x_m} = \sqrt[3]{0{,}13}$$

soit $x_m = 1{,}47 \ [m]$

Théoriquement, le jet vertical chaud est arrêté à une distance de 1,47 [m] de la bouche.

2.2.5 - Étude d'un jet d'air à débit variable

Dans certaines applications de conditionnement d'air, le débit d'air soufflé est modulé par régulation automatique : la variable de celle-ci, pour corriger la température ambiante, n'est plus la température mais la masse d'air m (ou son débit q_v) insufflée (q_v compris entre 100 % et 30 % environ [limite maximale retenue pour les besoins de ventilation] du débit déterminé.

À l'aval de l'équipement : air valve ou boîte de détente, le diffuseur doit maintenir une **portée à peu près constante** de l'air soufflé pour maintenir un brassage suffisant de l'air ambiant et donc un bon fonctionnement du système ; l'air émis entraîne par induction une quantité donnée d'air ambiant.

La portée de l'air soufflé, maintenue quelqu'en soit le débit, requiert une énergie définie par :

$$E_m = \frac{mw^2}{2g}$$

donc directement fonction de la vitesse d'émission w.

En effet, lorsqu'on restreint la masse d'air **m** en jeu et sa vitesse **w** variant linéairement comme celle-ci : l'énergie cinétique de l'air émis **décroît comme la puissance cubique de m.**

Autrement dit, lorsque la section de l'orifice de soufflage reste constante, **par réduction simultanée de m et de w,** l'énergie cinétique prend les valeurs du tableau **2.2.IV** et n'est plus suffisante pour assurer la portée requise.

Par contre, si une vitesse constante est maintenue pendant la variation du débit, l'énergie cinétique disponible **ne décroît plus que linéairement** et prend les valeurs données dans le tableau **2.2.V.**

TABLEAU 2.2.IV

Variation de m	$E = m \frac{w^2}{g}$	Énergie théorique disponible pour soufflage
100 %	$\frac{1^3}{2g}$	100 %
67 %	$\frac{0{,}67}{2g}$	30 %
50 %	$\frac{0{,}5^3}{2g}$	12,5 %
30 %	$\frac{0{,}3^3}{2g}$	2,7 %

TABLEAU 2.2.V

Variation de m	Variation d'énergie correspondante	Énergie théorique disponible pour soufflage
67 % 50 % 30 %	$\frac{mw(constant)}{2g}$	67 % 50 % 30 %

Ce résultat est obtenu par un diffuseur à réduction automatique de la section de sortie A correspondant à la diminution du débit soufflé ; concrètement, cette restriction de sortie est effectuée par des volets ou des soufflets dont l'action est commandée par un régulateur de température.

EXEMPLE :

Une bouche de soufflage d'une construction donnée, étudiée pour la diffusion d'une quantité d'air variable, insuffle un débit de 340 [m³/h] en position 100 % ; la section libre de sortie du diffuseur choisi est de 0,038 [m²] ; sa portée est de 3,5 [m] et le taux d'induction voisin de 80 % (soit mélange d'air après la bouche : 340 × 1,8 = 612 [m³/h]).

La vitesse de soufflage à la sortie de la bouche est de :

$$\frac{\frac{340 \ [m^3/h]}{3\,600}}{0{,}038 \ [m^2]} = 2{,}5 \ [m/s]$$

À insufflation réduite à 40 % par régulation, le débit émis est ramené à 136 [m³/h] et la section effective d'émission devra se rapprocher de :

$$\frac{\frac{136 \ [m^3/h]}{3\,600}}{2{,}5 \ [m/s]} = 0{,}015 \ [m^2]$$

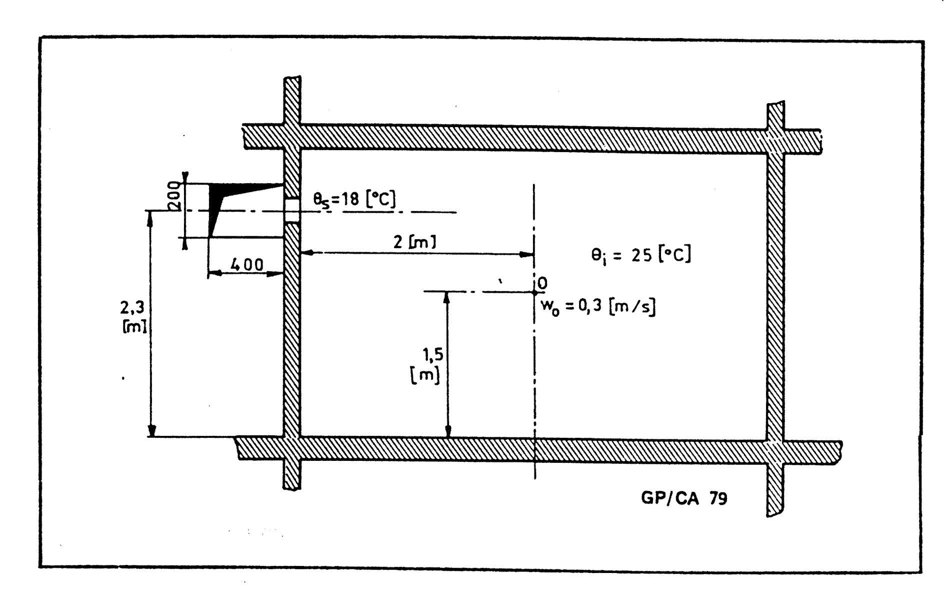
c) Etude d'un cas (fig. 2.2.t)

On considère une bouche rectangulaire de 100 × 250 à ailettes horizontales (f = 0,70) dont l'axe est situé à 2,3 [m] au-dessus du plancher d'un local qui doit être maintenu à 25 [°C].

A quelle vitesse maximale peut-on souffler de l'air à 18 [°C] dans ce local si l'on ne veut pas dépasser au point O une vitesse d'ambiance de 0,30 [m/s] ?

Quel est le débit maximal de cette bouche ?

Fig. 2.2.t — Etude d'un cas



Calculons les caractéristiques de la bouche rectangulaire, c'est-à-dire la section nette A_o et le coefficient de contraction C_c :

$$A_o = f \cdot A = 0{,}7 \times 0{,}1 \times 0{,}25$$

$$A_o = 0{,}0175\ [m^2]$$

Par conséquent, $\dfrac{\sqrt{A_o}}{B} = \dfrac{0{,}132}{0{,}2} = 0{,}66$

La **figure 2.2.d** donne par lecture du diagramme :

$$\underline{C_c = 0{,}68}$$

$W_{c,1}$ [m/s]	1	1,5	1,62	1,75	1,8	2	5
$y_m = \dfrac{2{,}08}{W_c^2}$ [m]	2,08	0,93	0,8	0,68	0,65	0,52	0,08
$y = 0{,}8 - y_m$ [m]	×	×	0	0,12	0,15	0,28	0,72
$\dfrac{y_o}{x} = \dfrac{y_o}{2}$	×	×	0	0,06	0,075	0,14	0,36
$\dfrac{W_o}{W_m}$ (fig. 2.2.o)	×	×	1	0,72	0,58	0,2	0
W_m [m/s] (W_o = 0,3 [m/s])	×	×	0,3	0,42	0,52	1,5	×
$W_{c,2} = \dfrac{W_m\ x}{K\sqrt{A_o}}$ (formule 2.2.E.) avec K = 4,7	×	×	0,97	1,35	1,80	4,85	×

TABLEAU A

Si le jet était isotherme, quelle serait la vitesse maximale de soufflage ?

Le diagramme de la **figure 2.2.0** nous permet de calculer $\frac{W_0}{W_m}$ en fonction de $\frac{y}{x}$, rapport des coordonnées du point **0** :

$$\frac{y}{x} = \frac{2{,}3 - 1{,}5}{2} = 0{,}4$$

Le **diagramme 2.2.0** montre que, dans ce cas, $\frac{W_0}{W_m}$ est nul, ce qui signifie que le point **0** serait en dehors du jet isotherme et qu'il ne serait point influencé par la vitesse de soufflage. Or, en réalité, le jet est froid $(\theta_s < \theta_a)$ et il est donc déflecté **vers le bas.** La formule de Koestel nous permet d'écrire :

$$y_m = 0{,}019 \; \frac{\theta_s - \theta_a}{W_c^2} \sqrt{\frac{x^5}{\sqrt{A_0}}}$$

$$y_m = -0{,}019 \; \frac{7}{W_c^2} \sqrt{\frac{2^5}{0{,}132}}$$

$$\boxed{y_m = -\frac{2{,}08}{W_c^2}}$$

Le signe — indique bien que le jet est déflecté vers le bas. Par conséquent, il nous faut chercher la valeur de W_c qui crée une déflexion telle que la vitesse au point **0** soit égale à 0,30 [m/s].

Pour trouver cette valeur, faisons un tableau dans lequel nous rassemblerons les valeurs de la déflexion y_m en fonction de $W_{c,1}$ et les valeurs de $W_{c,2}$ qui résulteront d'une vitesse de 0.3 [m/s] au point **0** (**tableau A**).

A l'examen de ce tableau, on peut faire les remarques suivantes :

- pour une vitesse de soufflage de 1,62 [m/s], l'axe déflecté passe exactement par le point **0**
- la vitesse de soufflage, qui créerait au point **0** une vitesse de 0,3 [m/s], est de 1,8 [m/s] environ
- toute vitesse de soufflage inférieure à 1,8 [m/s] créerait au point **0** des vitesses supérieures à 0,3 [m/s].

Par conséquent, pour ne pas dépasser au point **0** une vitesse d'ambiance de 0,3 [m/s], il faut souffler à une **vitesse supérieure** à 1,8 [m/s] à la bouche.

Au-delà de cette vitesse, la déflexion diminue considérablement et le point **0** est très vite situé hors du jet d'air frais.

Le **débit minimal** de la bouche est donné par la relation 2.2.A :

$$q_v = W_c \cdot C_c \cdot A_o$$

soit :

$$q_v = 1{,}8 \times 0{,}63 \times 0{,}0175$$

$$q_v \simeq \underline{0{,}02}\ [m^3/s] \quad \text{ou} \quad \underline{72}\ [m^3/h]$$

3 - Distribution de l'air dans les installations

Avant de calculer un réseau de distribution d'air et les divers éléments qui le composent, rappelons d'abord le schéma général d'une installation de climatisation. Nous renvoyons pour cela le lecteur au paragraphe 1.1 ainsi qu'à la **figure 1.1.a** de la quatrième partie de notre étude.

Pour **distribuer** l'air d'une façon continue dans un ensemble de locaux, il est nécessaire de prévoir :

- des **ventilateurs**
- des **conduits** de distribution
- des **clapets** de réglage ou de sécurité
- des **filtres**
- des **bouches** de soufflage et de reprise de l'air.

Chacun de ces matériels installés sur le réseau a des caractéristiques qui lui sont propres. Pour les calculer ou les déterminer, un certain nombre de données générales doivent être exposées auparavant.

3.1. - DONNÉES GÉNÉRALES

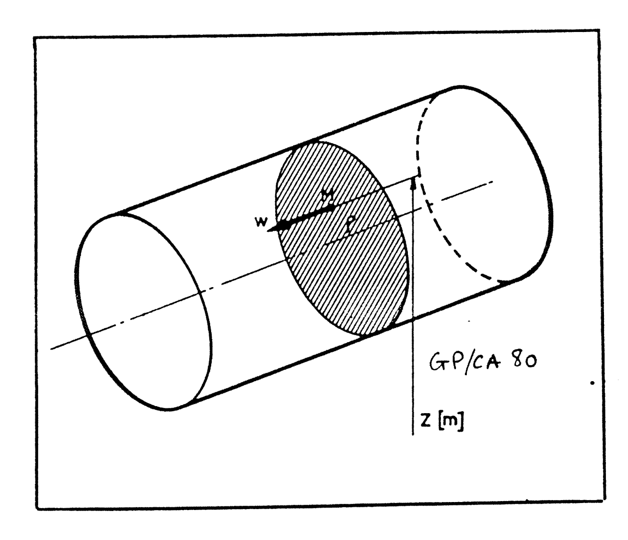
3.1.1. - Grandeurs d'état

On appelle **grandeurs d'état** de l'air ou d'un gaz en écoulement dans un conduit les grandeurs qui caractérisent l'état de l'air (ou du gaz) lorsqu'il traverse une section droite du conduit (**fig. 3.1.a**).

Ce sont les grandeurs suivantes :

- l'**altitude** Z du point considéré dans la section droite. On l'exprime généralement en mètres
- la **vitesse** W $[m/s]$

Fig. 3.1.a — Grandeurs d'état de l'air en écoulement en un point M d'une section droite d'un conduit



- la **masse volumique** $\rho\,[kg/m^3]$ qui dépend de la température θ et de la pression absolue p. Dans le cas d'air sec, rappelons la relation 2.1.B :

$$\underset{[kg/m^3]}{\rho} = \frac{p\ [Pa]}{287\,T\ [K]}$$

- la **pression absolue** $[Pa]$ qui est la somme de la **pression atmosphérique** p_a régnant à l'altitude du point considéré et de la **pression effective** p_e (1).

On a la relation :

$$p = p_a + p_e \quad [Pa] \qquad (3.1.A)$$

Ces grandeurs d'état sont très importantes et nous les utiliserons constamment dans la suite de notre étude.

3.1.2. - Etude des pressions

En aéraulique, on distingue trois sortes de pressions à l'intérieur d'un conduit :

- la **pression effective** p_e
- la **pression dynamique** p_d
- la **pression totale** p_t

a) Pression effective (fig. 3.1.b)

La pression effective est la différence entre la pression absolue p exercée par l'air sur la paroi intérieure d'un conduit et la pression atmosphérique p_a à l'altitude considérée.

On la mesure généralement par un manomètre relié soit à une sonde de pression effective ou tube de Pitot (**fig. 3.1.c**), soit à une ouverture de faible dimension pratiquée sans bavure ni bosse dans la paroi du conduit (**fig. 3.1.b**).

On a la relation :

$$p_e = p - p_a$$

En d'autres termes, la pression effective est la pression de l'air dans le conduit par rapport à l'atmosphère. Elle peut être positive (surpression) ou négative (dépression) suivant qu'elle est supérieure ou inférieure à la valeur de la pression atmosphérique.

(1) Le terme de pression effective est préférable à celui de pression statique lorsqu'on envisage des fluides en mouvement.

P.

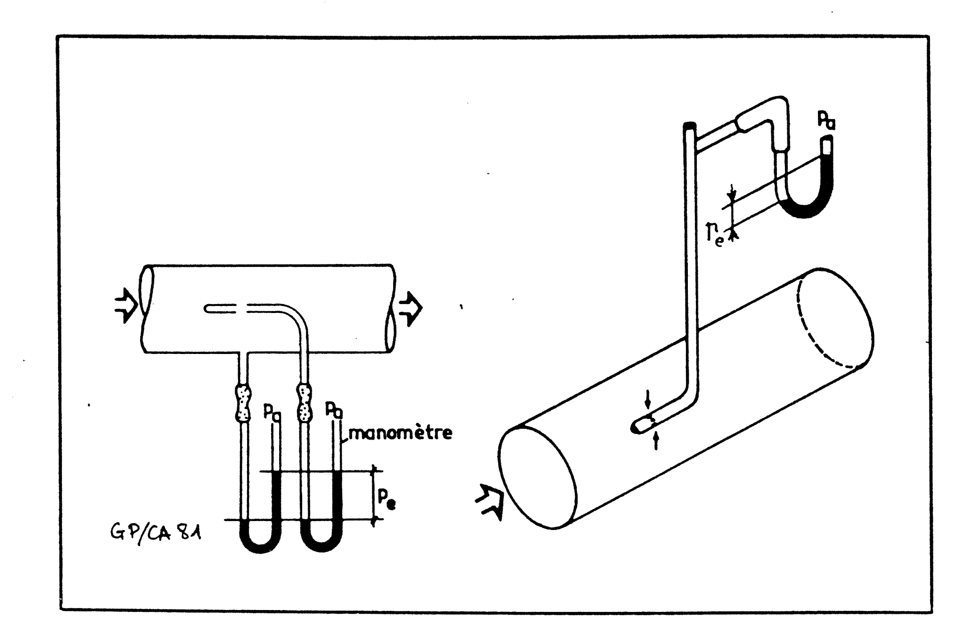


Fig. 3.1.b — Mesure de la pression effective

b) Pression dynamique

La pression dynamique résulte de l'écoulement de l'air dans un conduit. Elle est donnée par la relation :

$$p_d = \frac{W_m^2}{2} \cdot \rho \qquad \text{(3.1.B)}$$

$[P_a]$ $[m/s]$ $[kg/m^3]$

dans laquelle :

W_m = vitesse moyenne de l'air dans la section considérée [m/s]

ρ = masse volumique de l'air [kg/m³].

La masse volumique de l'air sec étant très peu différente de celle de l'air humide (voir paragraphe 2.2.5, Première Partie), nous pouvons remplacer ρ par la valeur de ρ_{as} :

$$\rho_{as} = \frac{p_{as}}{287\ T} \qquad \text{(I, 2.1.B)}$$

$[kg/m^3]$ $[Pa]$ $[K]$

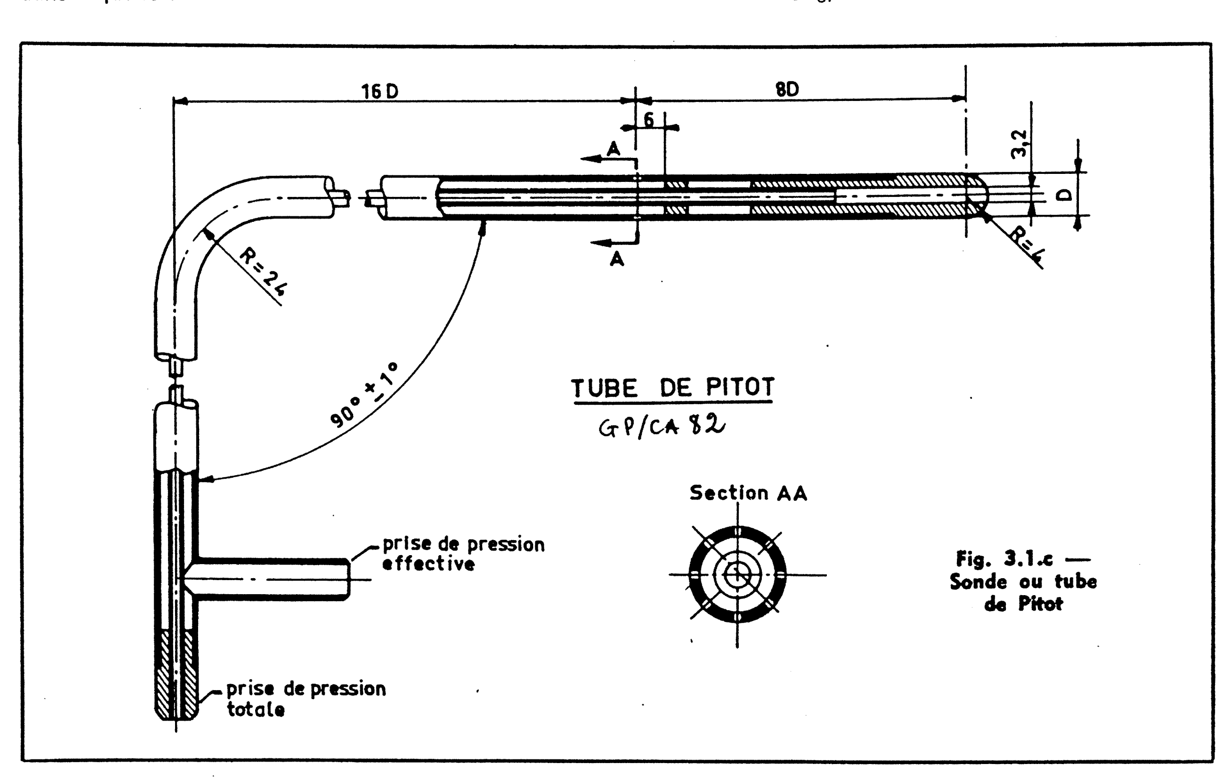


Fig. 3.1.c — Sonde ou tube de Pitot

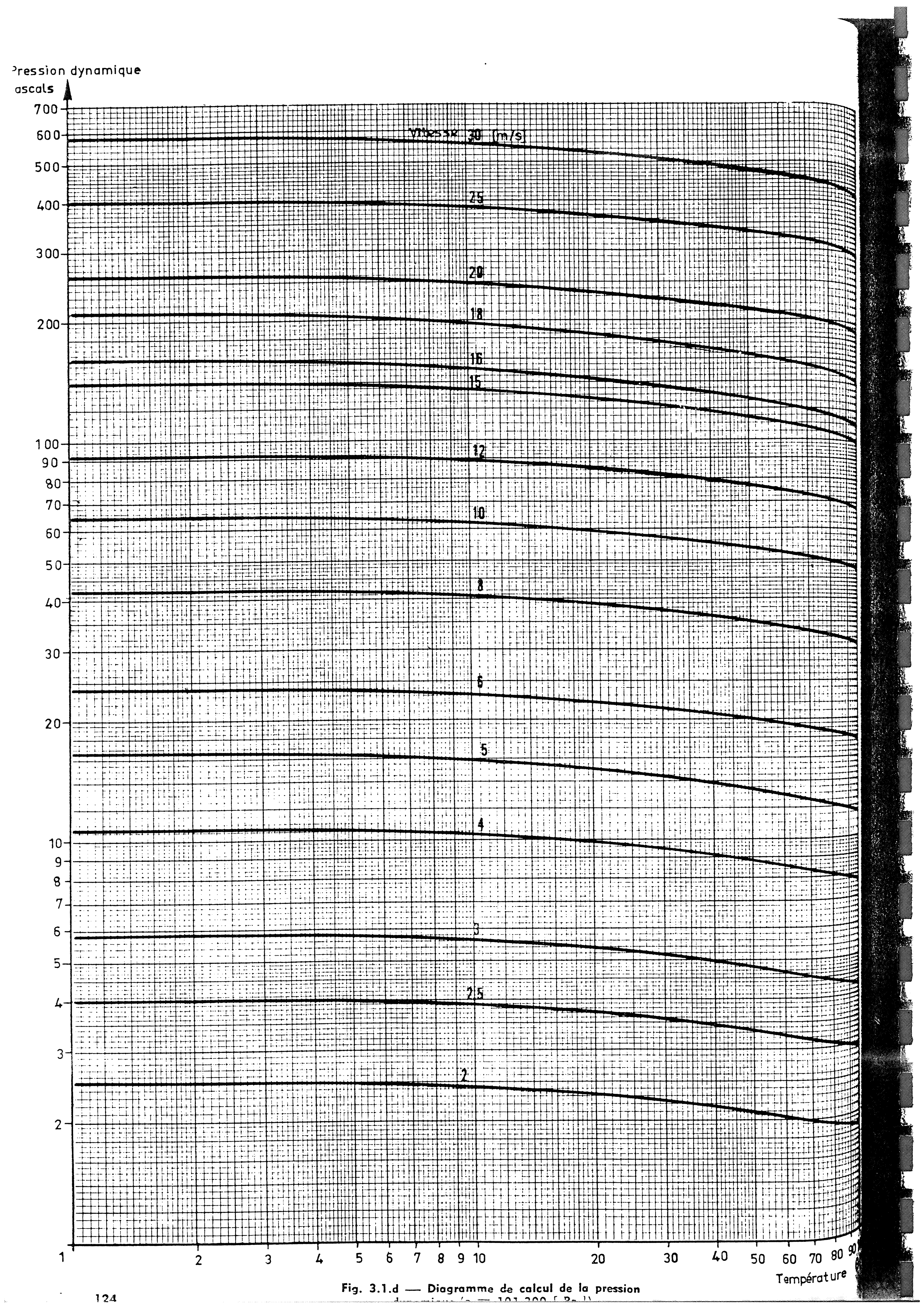


Fig. 3.1.d — Diagramme de calcul de la pression

Nous obtenons :

$$p_d = \frac{W_m^2 \cdot p_{as}}{574\ T}$$

Lorsque la pression p_{as} est égale à la pression atmosphérique normale

$$p_{as} = 101.300\ [Pa]$$

on obtient :

$$p_d = \frac{101.300}{574} \frac{W_m^2}{T}$$

soit :

$$\underset{[Pa]}{p_d} = 177 . \frac{W_m^2}{T} \begin{matrix}[m/s]\\ [K]\end{matrix} \qquad (3.1.C)$$

EXEMPLE :

Soit à calculer la pression dynamique en un point d'un conduit où la vitesse est 5 [m/s] et la température 40 [°C].

Le calcul donne :

$$p_d = 177 . \frac{25}{313} \simeq 14\ [Pa]$$

L'abaque de la **figure 3.1.d** permet de lire immédiatement cette valeur dans le cas où l'air est sensiblement à la pression de 101.300 [Pa].

On mesure la pression dynamique au moyen d'une sonde de Pitot (**fig. 3.1.c**) et en effectuant le montage représenté à la **figure 3.1.e.** La mesure de la pression dynamique est très importante, car elle permet de calculer la vitesse moyenne de l'air dans un conduit quand on connaît la masse volumique ρ.

On déduit de la relation 3.1.B :

$$\underset{[m/s]}{W_m} = \sqrt{\frac{2\ p_d\ [Pa]}{\rho\ [kg/m^3]}} \qquad (3.1.D)$$

c) Pression totale

La **pression totale** en un point donné d'une section droite d'un conduit d'air (ou de gaz) est **la somme de la pression effective et de la pression dynamique en ce point.**

$$p_t = p_e + p_d \qquad (3.1.E)$$

C'est donc la pression maximale régnant à la surface d'un petit obstacle placé dans le conduit perpendiculairement à la direction de l'écoulement (**fig. 3.1.f**).

La pression totale est mesurée au moyen d'une sonde de Pitot, comme le montre la **figure 3.1.f.**

3.1.3. - Energie volumique

La pression totale s'exprime en pascals [Pa], mais on peut aussi l'exprimer en joules par mètre cube [J/m³] puisque, du point de vue dimensionnel, le pascal est équivalent au joule par mètre cube.

En effet, nous pouvons écrire :

$$1\,[Pa] = 1\left[\frac{N}{m^2}\right] = 1\left[\frac{N.m}{m^3}\right] = 1\left[\frac{J}{m^3}\right]$$

Par conséquent, la pression totale n'est autre que l'**énergie totale de l'unité de volume** de l'air ou du gaz. On l'appelle aussi l'**énergie volumique** E_v.

On a la relation (si on néglige l'énergie potentielle) :

$$\underset{[J/m^3]}{E_v} = \underset{[Pa]}{p_e + p_d} \qquad (3.1.F)$$

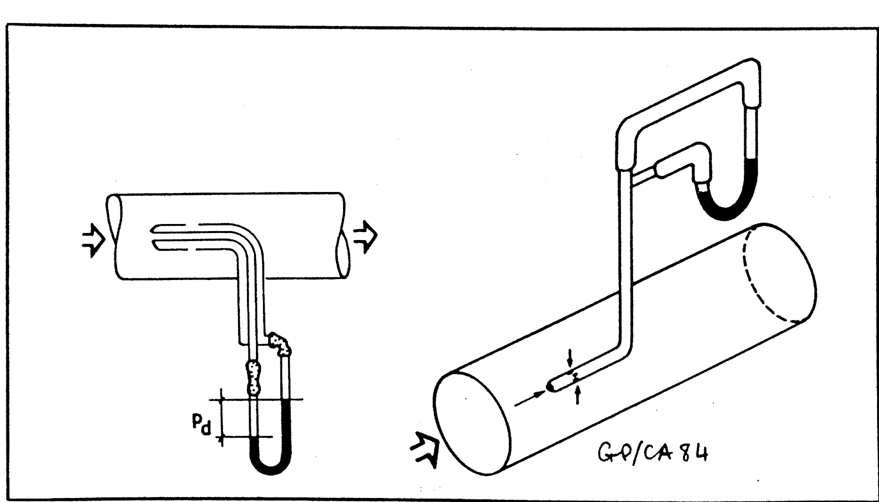


Fig. 3.1.e — Mesure de la pression dynamique

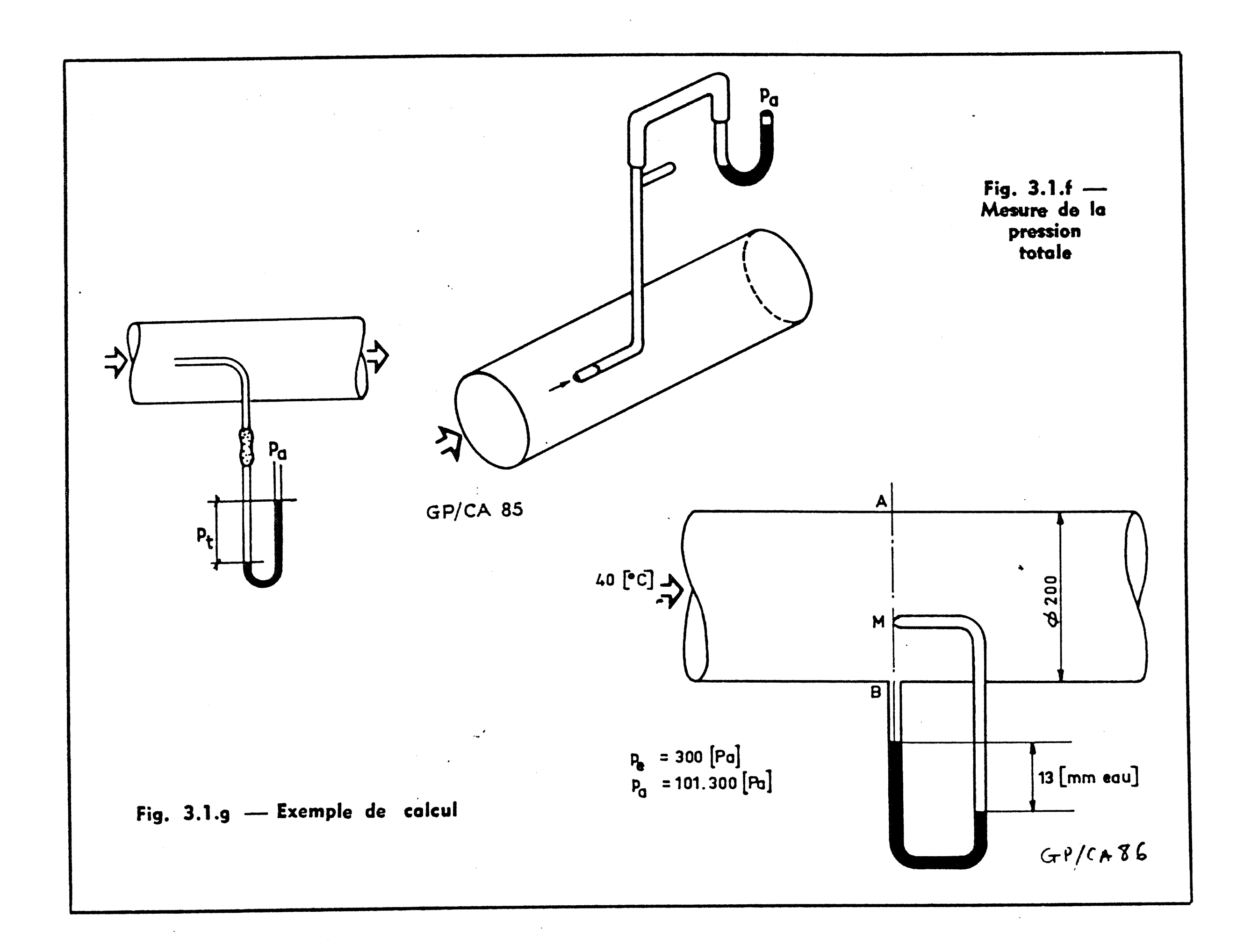


Fig. 3.1.g — Exemple de calcul

Si q_v est le débit volumique dans la section droite envisagée, la **puissance totale disponible** dans la section est donnée par la relation (si nous négligeons l'énergie due à la pesanteur) :

$$P = q_v \cdot E_v$$
$$[W] \quad [m^3/s][J/m^3]$$

(3.1.G)

ou :

$$P = q_v\, p_t = q_v\,(p_e + p_d)$$
$$[W] \quad [m^3/s][Pa]$$

3.1.4. - Energie massique

Elle s'exprime par la relation :

$$E_m = \frac{E_v}{\rho_m} \quad \frac{[J/m^3]}{[kg/m^3]}$$
$$[J/kg]$$

(3.1.H)

ρ_m étant la masse volumique moyenne dans la section envisagée.

On obtient de même la **puissance totale disponible** dans la section en écrivant :

$$P = q_m\, E_m$$
$$[W] \quad [kg/s][J/kg]$$

(3.1.I)

EXEMPLE :

On considère un conduit de diamètre 200 [mm] dans lequel circule de l'air sec à 40 [°C]. Dans une section droite **AB** de ce conduit, on réalise le montage expérimental représenté à la **figure 3.1.g** et qui permet de mesurer d'une manière approchée la vitesse moyenne dans la section.

Sachant que la pression effective est constante dans la section et égale à 300 [Pa] et que la pression atmosphérique est 101.300 [Pa], calculer :

- la pression dynamique au point **M**
- la vitesse moyenne dans la section **AB**
- les débits volumique et massique
- les énergies volumique et massique totales
- la puissance totale disponible.

Le montage expérimental représenté à la **figure 3.1.g** permet de mesurer la pression dynamique au point **M**.

Si **h** est la hauteur de liquide lue au manomètre, on rappelle que la pression correspondante est donnée par la relation :

$$p = h\,d\,g$$
$$[Pa] \quad [mm]$$

dans laquelle :

p = pression résultant de la hauteur **h** de liquide [Pa]
h = hauteur de liquide lue au manomètre [mm]
d = densité du liquide par rapport à de l'eau à 4 [°C] (sans dimension)
g = accélération de la pesanteur

$$g = 9{,}81\ [m/s^2]$$

Par conséquent,

$$p_d = 13 \times 1 \times 9{,}81 = \underline{128}\ [Pa]$$

La vitesse de l'air au point **M** est donnée par la relation 3.1.D :

$$W_m = \sqrt{\frac{2\,p_d}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \times 128}{1{,}13}}$$

$$\rho_{40} = 1{,}13\ [kg/m^3]\ \text{(fig. I, 2.1.a)}$$

$$\underline{W_M = 15{,}1\ [m/s]}$$

Par hypothèse, le montage expérimental représenté à la **figure 3.1.g** est conçu de façon à pouvoir mesurer directement la vitesse moyenne approchée dans la section **AB**. (On est dans le cas d'un écoulement turbulent stabilisé où les filets d'air sont parallèles aux côtés du conduit).

Par conséquent, W_m représente la vitesse moyenne approchée dans la section **AB**.

Le débit volumique est donné par la relation :

$$q_v = W_m \cdot A$$

A étant l'aire de la section **AB**, soit

$$A = 0{,}0314\ [m^2]$$

$$q_v = 15{,}1 \times 0{,}0314 = \underline{0{,}475}\ [m^3/s]$$

$$\text{ou } \underline{17.100}\ [m^3/h]$$

Le débit massique est donné par la relation :

$$q_m = \rho \cdot q_v$$

soit :

$$q_m = 1{,}13 \times 0{,}475 = 0{,}537\ [kg/s]$$

$$\text{ou } \underline{19.350}\ [kg/h]$$

La pression totale et l'énergie volumique sont égales à :

$$E_v = p_t = p_e + p_d = 300 + 128$$

$$E_v = \underline{428}\ [J/m^3]$$

L'énergie massique est alors :

$$E_m = \frac{E_v}{\rho} = \frac{428}{1{,}13}$$

$$E_m = \underline{380}\ [J/kg]$$

La puissance totale disponible est donnée par la relation 3.1.G ou 3.1.H :

$$P = q_v \cdot E_v = q_m \cdot E_m$$

$$P = 0{,}475 \times 428$$

$$P = \underline{204}\ [W]$$

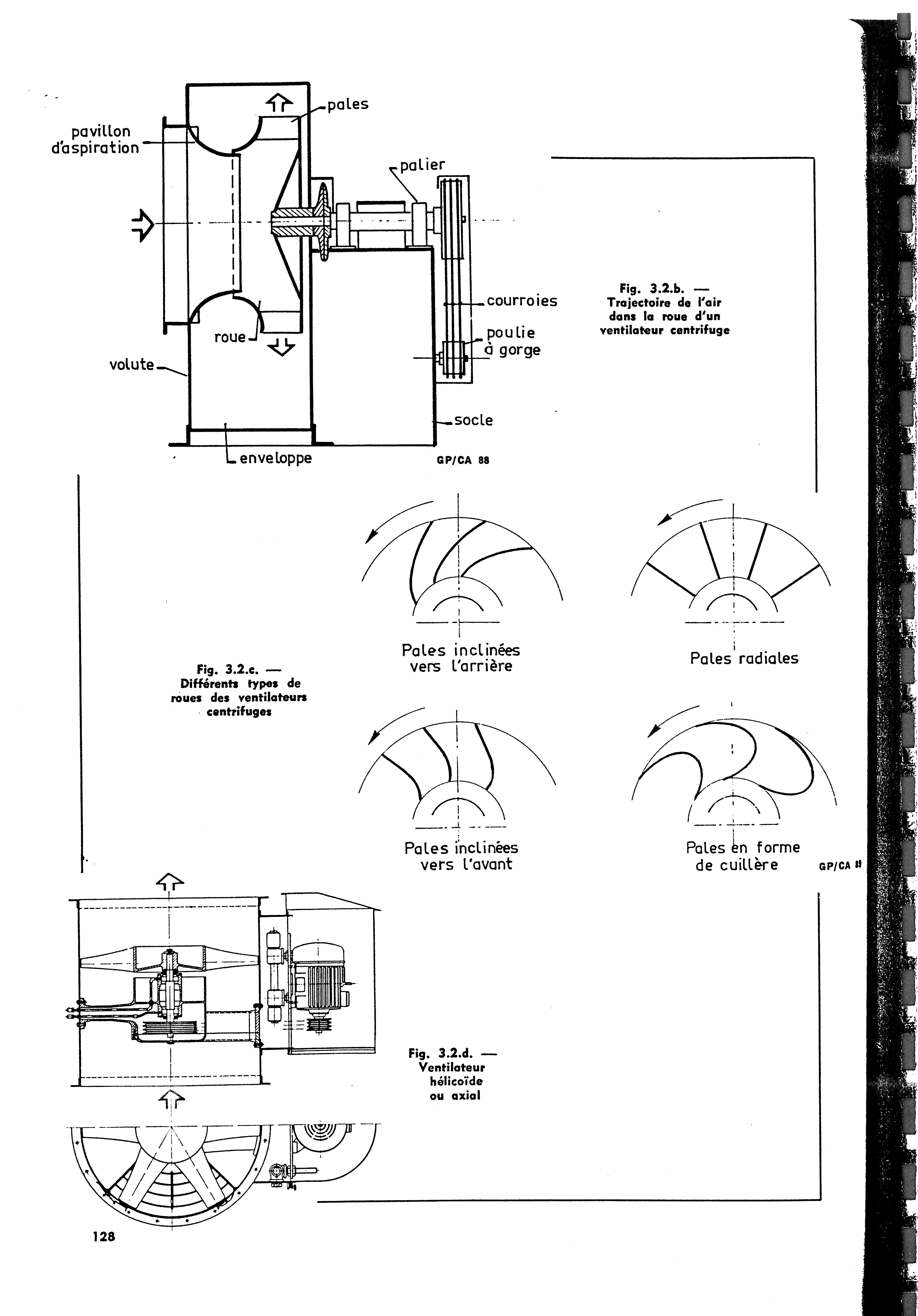


Fig. 3.2.b. — Trajectoire de l'air dans la roue d'un ventilateur centrifuge

Fig. 3.2.c. — Différents types de roues des ventilateurs centrifuges

Fig. 3.2.d. — Ventilateur hélicoïde ou axial

3.2. - LES VENTILATEURS

3.2.1. - Définition

Le ventilateur est l'organe essentiel d'une installation de climatisation, car c'est lui qui assure l'écoulement continu de l'air dans les réseaux de distribution et de reprise.

Un ventilateur est une turbomachine (1) **entretenant l'écoulement de l'air** (ou de tout autre fluide gazeux) **qui reçoit ainsi en le traversant une énergie mécanique utilisable** (énergie utile). Conventionnellement, l'énergie massique reçue n'excède pas 25.000 [J/kg], sinon il ne s'agirait plus de ventilateurs mais de surpresseurs ou de compresseurs.

Cette limite d'énergie correspond à une augmentation de la pression totale de 30.000 [Pa] ou 0,3 [bar] ou encore 3 [m eau] environ pour de l'air traversant le ventilateur à 15 [°C] environ.

3.2.2. - Classification et description

1) Classification suivant la trajectoire de l'air

D'après la forme de la trajectoire de l'air dans la roue, on classe les ventilateurs en trois catégories fondamentales :

- **les ventilateurs centrifuges (fig. 3.2.a) :**

  L'air entre dans la roue en suivant une direction **axiale** et en sort **perpendiculairement** à l'axe de rotation **(fig. 3.2.b).**

  Seule la conception de la roue et la disposition des pales permettent une telle trajectoire.

  Les roues de cette catégorie de ventilateurs centrifuges sont du type **(fig. 3.2.c)** :

  — à pales **radiales**
  — à pales **inclinées sur le dos** (ou vers l'arrière)
  — à pales **inclinées vers l'avant**
  — à pales **en forme de cuillères**

- **les ventilateurs hélicoïdes (fig. 3.2.d) :**

  L'air entre dans la roue en suivant une trajectoire axiale et en sort suivant une trajectoire hélicoïde dont l'axe est celui de la roue **(fig. 3.2.e)**

- **les ventilateurs hélico-centrifuges (fig. 3.2.f) :**

  La trajectoire de l'air est intermédiaire entre celle des ventilateurs centrifuges et celle des ventilateurs hélicoïdes **(fig. 3.2.g).**

(1) On appelle turbomachine tout appareil qui agit dynamiquement sur un fluide à l'aide d'une roue à pales ou à aubes mobile autour d'un axe fixe.

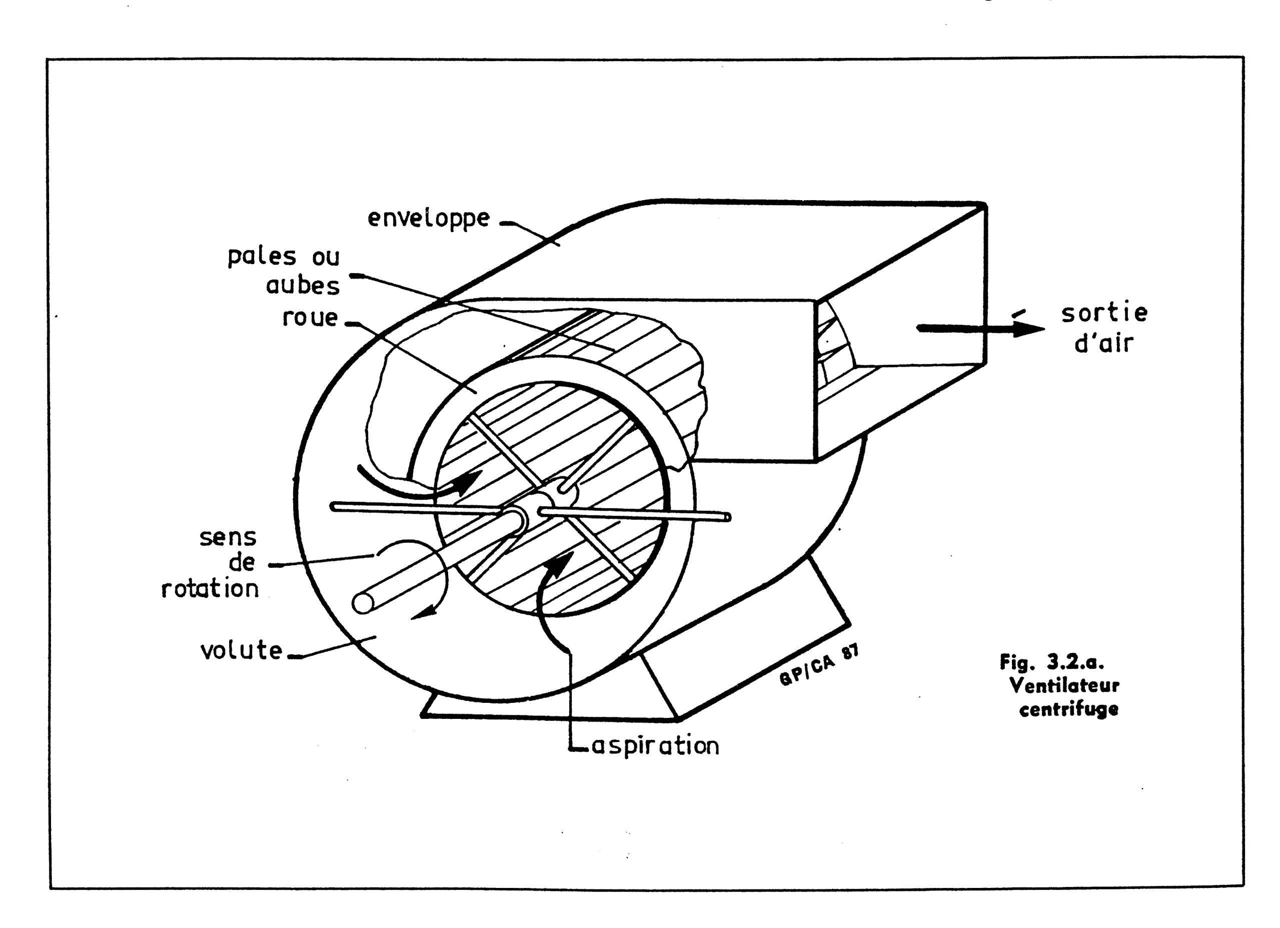


Fig. 3.2.a. Ventilateur centrifuge

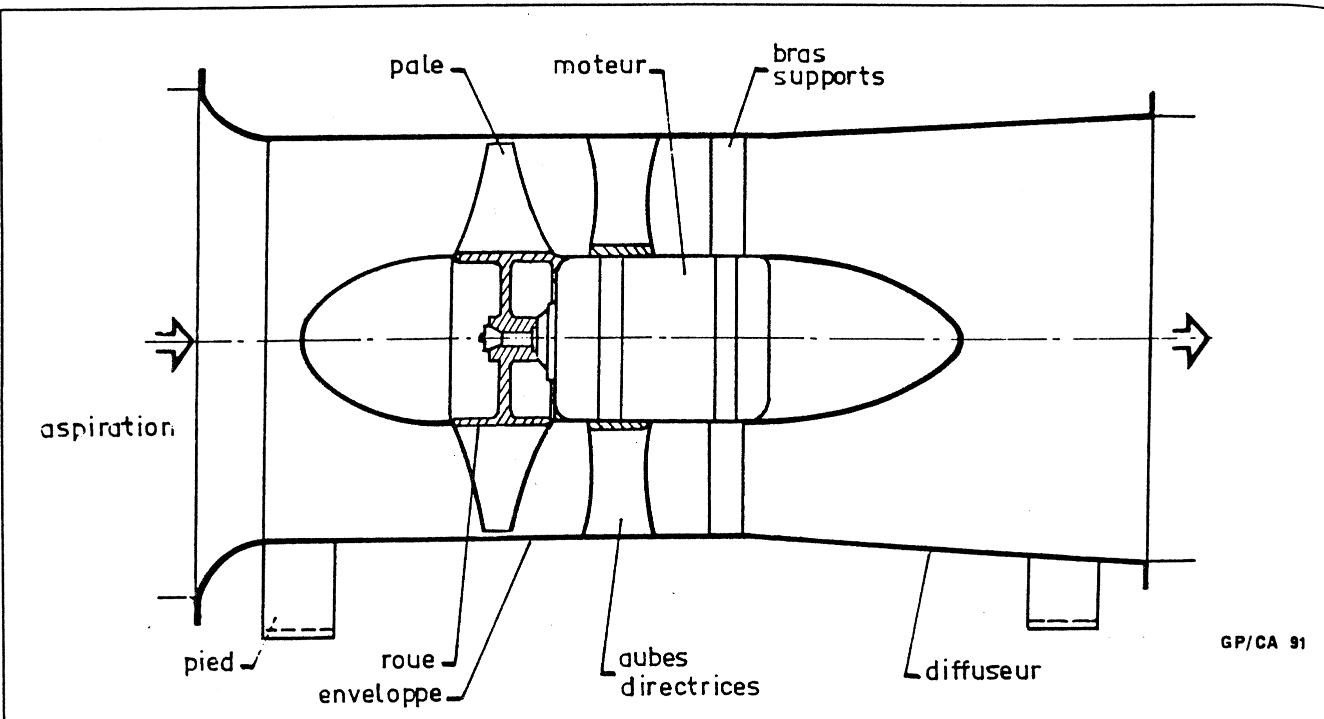


Fig. 3.2.e. — Trajectoire de l'air dans la roue d'un ventilateur hélicoïde

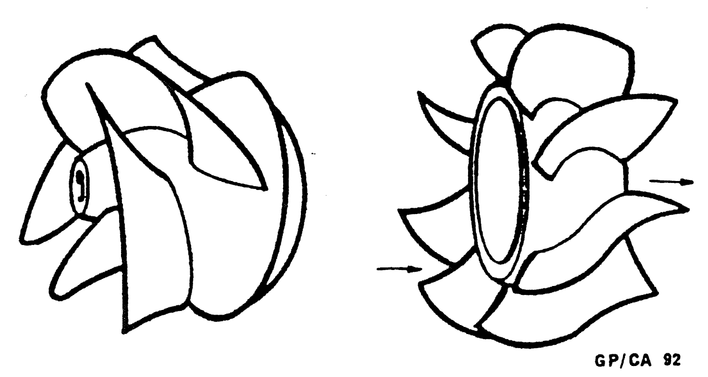


Fig. 3.2.f. — Type de roue des ventilateurs hélico-centrifuges

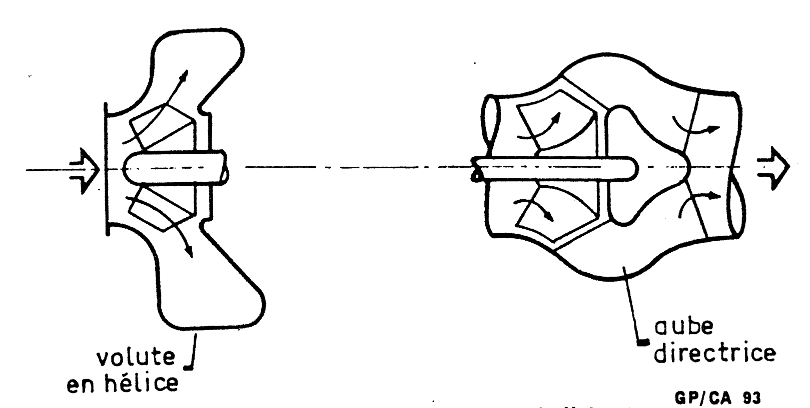


Fig. 3.2.g. — Trajectoire de l'air dans la roue d'un ventilateur hélico-centrifuge

2) Classification suivant le mode d'utilisation du ventilateur

Suivant leur utilisation, les ventilateurs peuvent être raccordés de façons différentes.

On peut classer ces appareils en trois catégories selon leur usage et leur type de raccordement :

● **Les ventilateurs à enveloppes :**

Ce sont des ventilateurs dont le but est d'assurer la circulation continue de l'air dans un conduit. Ils sont constitués d'une **enveloppe** fixe qui entoure entièrement la roue et représente vis-à-vis de l'écoulement un tronçon du conduit sur lequel le ventilateur est installé **(fig. 3.2.a, 3.2.b** et **3.2.e).**

Cette enveloppe est encore appelée « **volute** » si le ventilateur est centrifuge, ou **virole** si le ventilateur est hélicoïde. Elle comporte généralement des brides d'aspiration et de refoulement.

● **Les ventilateurs de paroi :**

Ils sont utilisés pour faire circuler l'air entre deux locaux séparés par une paroi dans laquelle est disposée la roue du ventilateur.

Il peuvent être à roue centrifuge ou hélicoïde et leur enveloppe est très réduite **(fig 3.2.h).**

Ces appareils sont souvent appelés **ventilateurs muraux.**

● **Les ventilateurs brasseurs d'air :**

On les utilise surtout pour mettre l'air d'un local en mouvement sans utiliser de conduits. Ces ventilateurs sont constitués de pales montées sur l'axe d'un moteur **(fig. 3.2.i).** Ils n'ont pas d'enveloppe et assurent seulement le brassage de l'air dans la zone où ils sont placés.

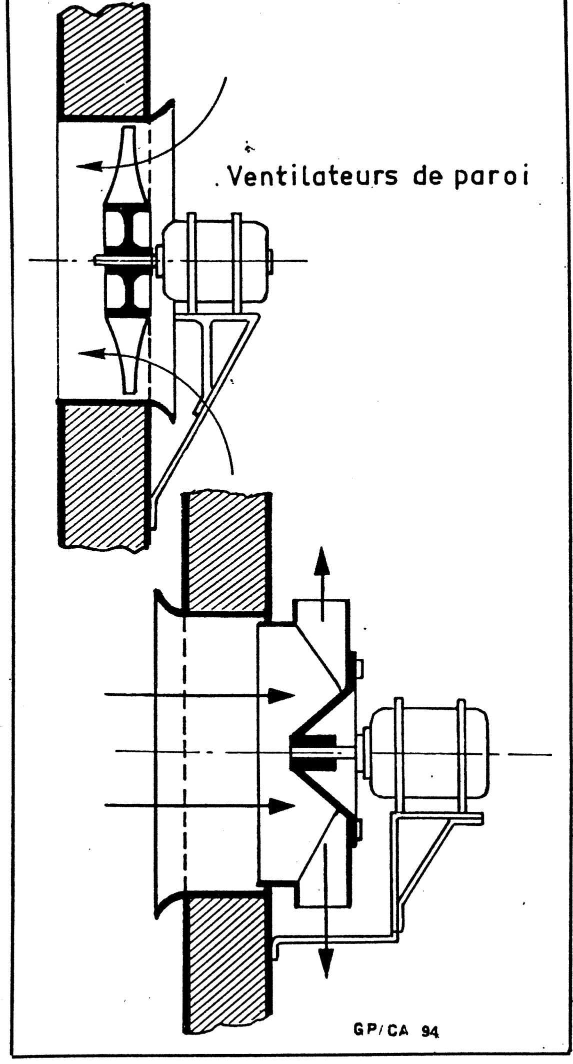
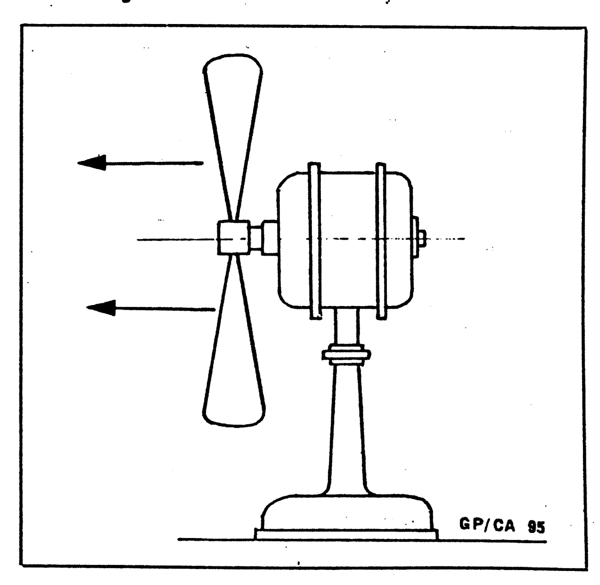


Fig. 3.2.h. — Ventilateurs muraux


Fig. 3.2.i — Ventilateur brasseur d'air



3) Classification suivant la position du ventilateur dans le circuit

La position d'un ventilateur dans un circuit dépend du type de l'installation. On distingue généralement quatre positions possibles :

● **Les ventilateurs aspirants :**

Ce sont des ventilateurs à enveloppe installés à la **sortie** d'un circuit et débitant dans une enceinte de grand volume ou à l'air libre **(fig. 3.2.j.).**

Par exemple, en ventilation mécanique contrôlée, le ventilateur extracteur d'air vicié est un ventilateur aspirant **(fig. 1.1.h,** Troisième Partie).

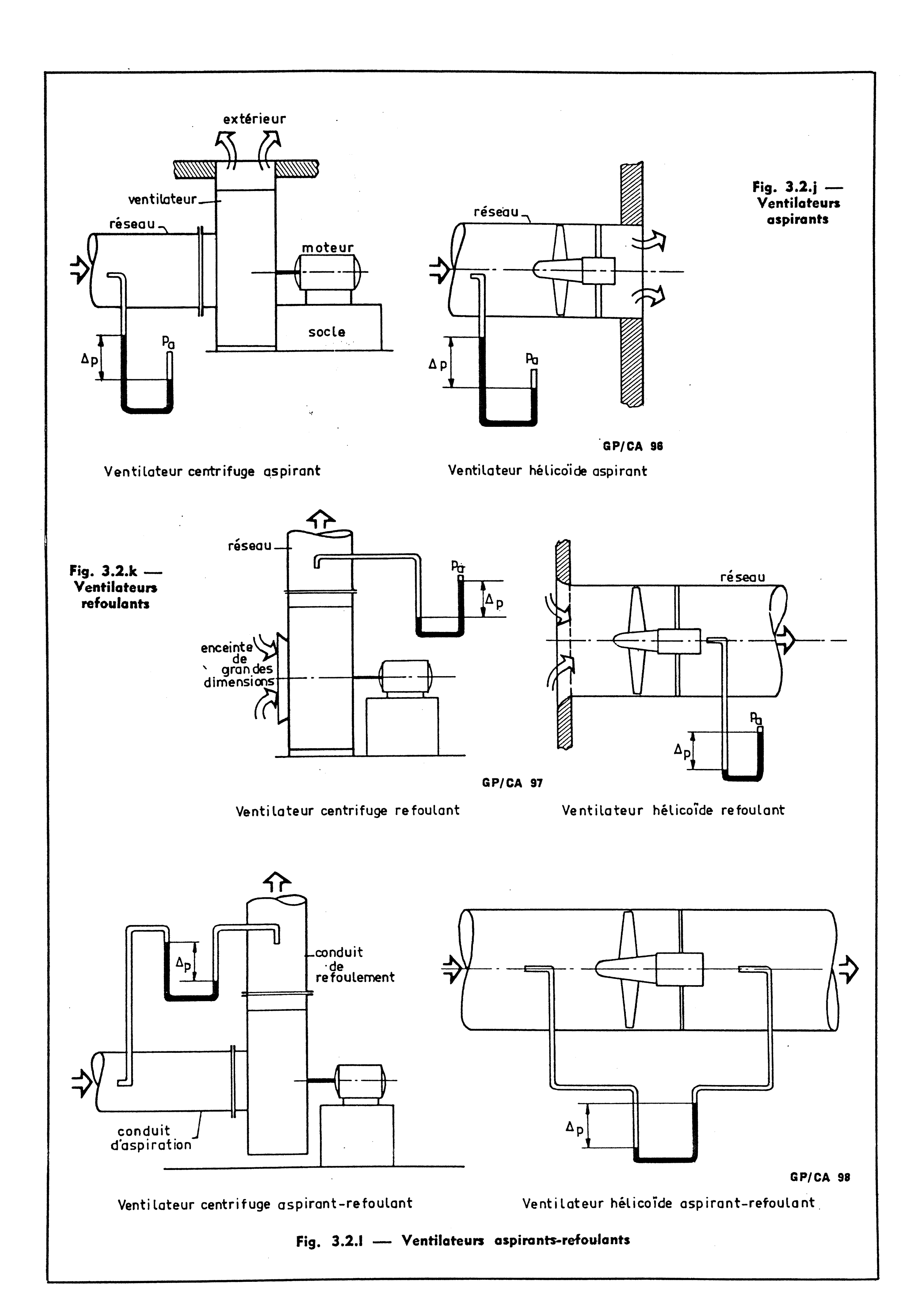


Fig. 3.2.j — Ventilateurs aspirants

Fig. 3.2.k — Ventilateurs refoulants

Fig. 3.2.l — Ventilateurs aspirants-refoulants

● **Les ventilateurs refoulants :**

Ce sont des ventilateurs à enveloppe installés à l'**entrée** d'un circuit et aspirant l'air dans une enceinte de grandes dimensions ou à l'extérieur (**fig. 3.2.k**).

En ventilation mécanique contrôlée, lorsque l'air est introduit dans les locaux habités par un circuit d'air préchauffé, le ventilateur est du type refoulant : il aspire à l'extérieur et débite dans un circuit de distribution.

● **Les ventilateurs aspirants-refoulants :**

Ce sont aussi des ventilateurs à enveloppe mais installés en un point quelconque d'un circuit. Ils sont précédés et suivis par un tronçon de conduit (**fig. 3.2.l**).

La plupart des ventilateurs des installations de climatisation sont du type aspirant-refoulant.

● **Les ventilateurs de paroi :**

Ils sont installés dans la paroi séparant deux grandes enceintes et sont destinés à faire passer l'air d'une enceinte dans l'autre (**fig. 3.2.h**).

4) Classification suivant l'augmentation relative de la pression dans le ventilateur

Conventionnellement, on classe les ventilateurs d'après l'augmentation relative de la pression qu'ils provoquent dans un circuit. Cette augmentation de pression est encore appelée « **la charge** » ou la **pression** d'un ventilateur.

DEFINITION :

La pression d'un ventilateur est la différence algébrique entre les pressions totales moyennes à la bride de refoulement et à la bride d'aspiration (fig. 3.2.m).

On a la relation :

$$\Delta p = p_{t,m,1} - p_{t,m,2}$$

On exprime cette différence en **pascals.**

Or, nous avons remarqué au paragraphe 3.1. qu'un pascal était équivalent à un joule par mètre cube :

$$1\,[\mathrm{Pa}] \mathrel{\hat{=}} 1\,[\mathrm{J/m^3}]^{(1)}$$

Par conséquent, la pression d'un ventilateur correspond au **travail volumique** fourni à l'air :

$$\boxed{W_v = \Delta p} \quad [\mathrm{J/m^3}] \qquad \textbf{(3.2.A)}$$

Le **travail massique** qui en résulte s'exprime par la relation :

(1) Ce signe $\hat{=}$ signifie : correspond à, équivaut à...

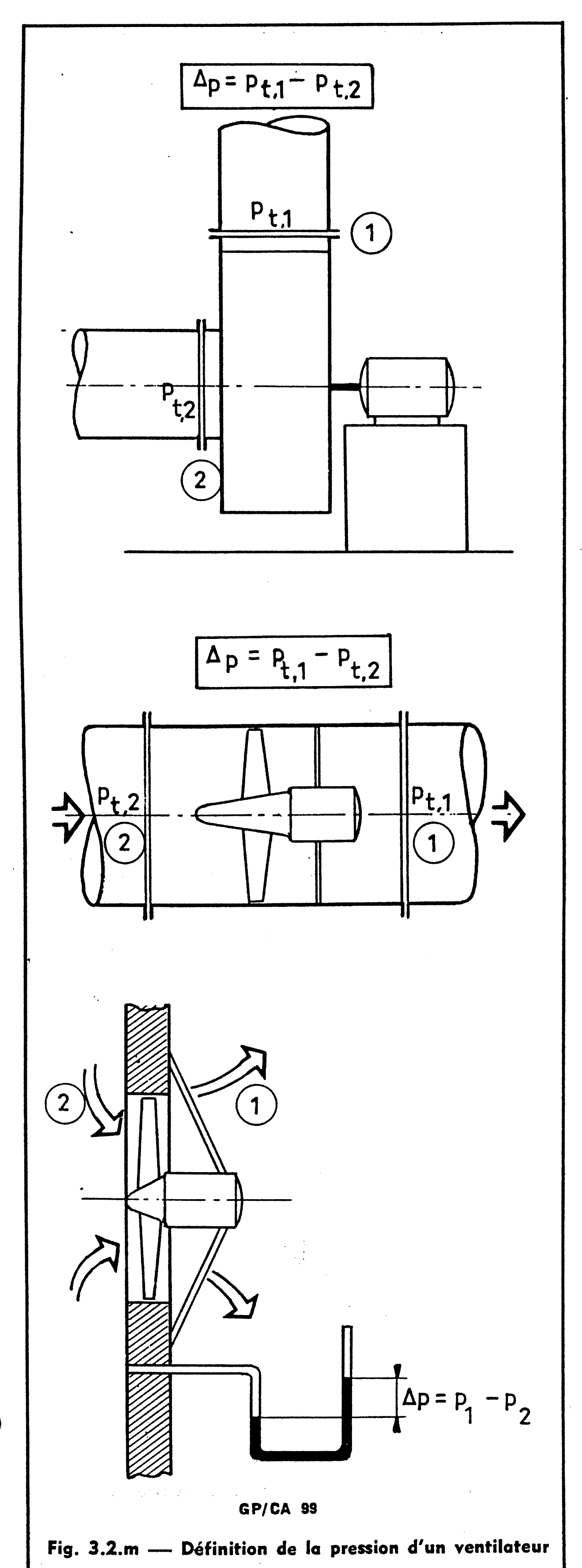


Fig. 3.2.m — Définition de la pression d'un ventilateur

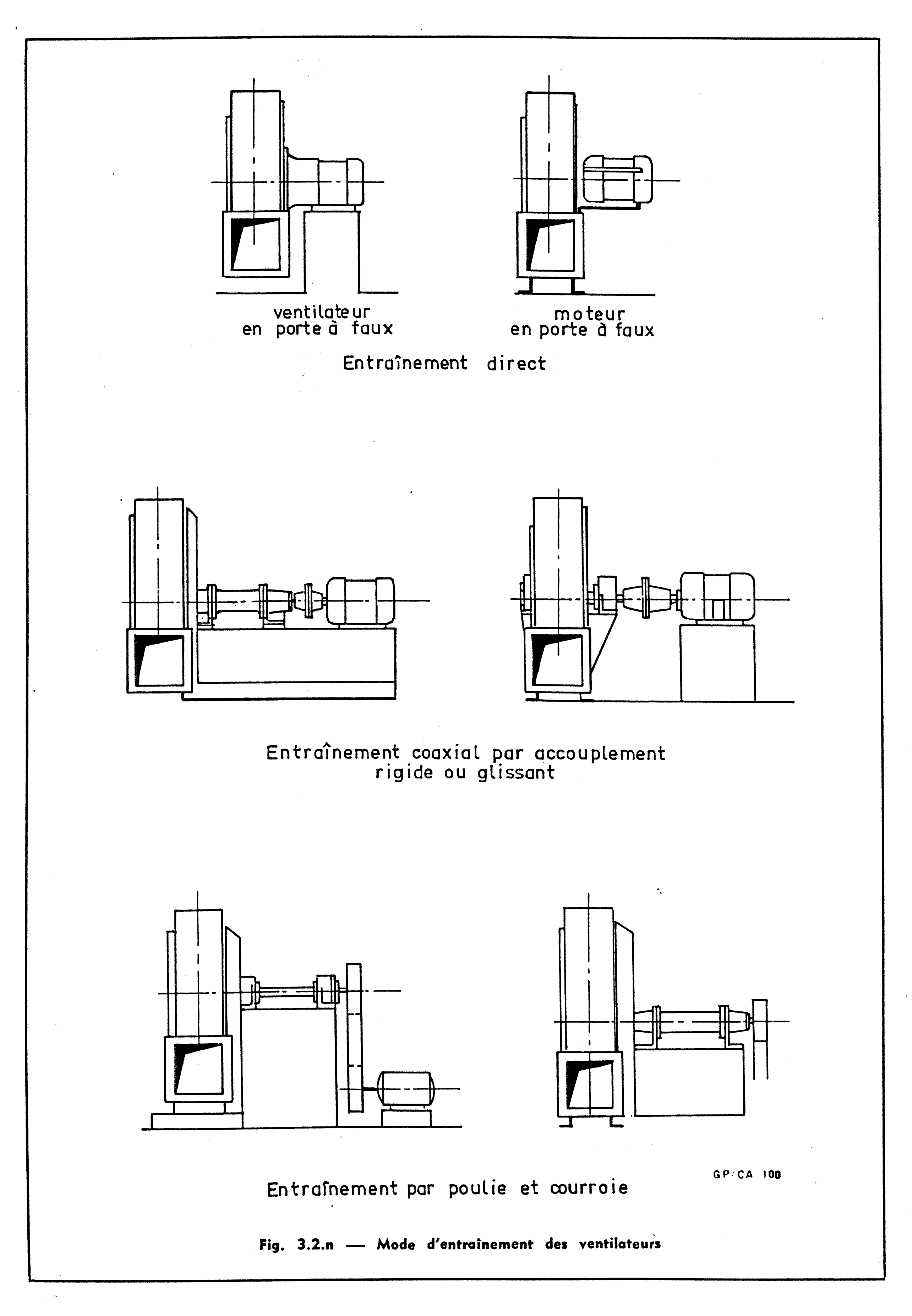


Fig. 3.2.n — Mode d'entraînement des ventilateurs

$$W_m = \frac{\Delta p}{\rho} \quad [J/kg] \qquad (3.2.B)$$

ρ : masse volumique de l'air entrant dans le ventilateur [kg/m³].

CLASSIFICATION :

Par convention, on distingue :

- **Les ventilateurs à basse pression :**

Ces ventilateurs fournissent, à leur vitesse de rotation maximale et à leur rendement optimal, **un travail massique inférieur à 600** [J/kg].

Pour de l'air entrant à 20 [°C] aspiré à la pression atmosphérique normale, ce travail massique correspond à une augmentation relative de la pression de :

$$\Delta p = W_m \cdot \rho$$

$$\Delta p = 600 \times 1{,}22 = 732 \ [Pa]$$

soit environ 75 [mm eau].

- **Les ventilateurs à moyenne pression :**

Ces ventilateurs peuvent fournir, à leur vitesse de rotation maximale et à leur rendement optimal, **un travail massique compris entre 600 et 3 000** [J/kg].

Pour de l'air à 20 [°C] aspiré à la pression atmosphérique normale, il correspond à une pression maximale de :

$$\Delta p = 3000 \times 1{,}22 = 3660 \ [Pa]$$

soit environ 370 [mm eau].

- **Les ventilateurs à haute pression :**

Ce sont les ventilateurs qui peuvent fournir (à vitesse de rotation maximale et au rendement optimal) **un travail massique supérieur à 3 000** [J/kg], soit plus de 3 660 [Pa] ou plus de 370 [mm eau].

REMARQUE :

A de rares exceptions près, la plupart des ventilateurs des installations de climatisation sont des ventilateurs basse pression. On peut donc considérer que, malgré la variation relative de pression, tout se passe comme si l'air conservait la masse volumique qu'il avait à l'aspiration. Il n'en serait plus de même dans un ventilateur à moyenne ou à haute pression.

5) Classification suivant le mode d'entraînement du ventilateur

On distingue généralement quatre modes d'entraînement des ventilateurs **(fig. 3.2.n).** :

- **Entraînement direct :**

La roue du ventilateur est montée directement sur le prolongement de l'arbre du moteur d'entraînement **(fig. 3.2.n** et **3.2.e).**

Dans certains cas, la roue est calée sur le rotor extérieur d'un moteur spécial.

- **Entraînement par accouplement rigide coaxial :**

La roue du ventilateur est montée sur un arbre sensiblement coaxial à l'arbre du moteur et lié rigidement à ce dernier. Ainsi, le moteur et le ventilateur ont des vitesses de rotation identiques **(fig. 3.2.n).**

- **Entraînement par accouplement glissant coaxial :**

Un accouplement glissant lie l'arbre de la roue du ventilateur à celui du moteur. Contrairement au cas précédent la vitesse de rotation du ventilateur est légèrement inférieure à celle du moteur d'entraînement au démarrage **(fig. 3.2.n).**

- **Entraînement par poulies et courroies :**

La roue du ventilateur est montée sur un arbre parallèle à celui du moteur ; les deux arbres sont reliés par un dispositif de poulies et courroies assurant l'entraînement du ventilateur **(fig. 3.2.b, 3.2.d** et **3.2.n).**

6) Classification suivant les applications du ventilateur

Ce mode de classification permet de donner les principales applications des ventilateurs.

EN RESUME :

TYPE DE VENTILATEUR	TRAVAIL MASSIQUE [J/kg]	PRESSION (air 20° C, p. at. norm.)	
		[Pa]	[mm eau]
Basse pression	$W_m < 600$	$\Delta p < 732$	$\Delta p < 75$
Moyenne pression	$600 \leq W_m < 3000$	$732 \leq \Delta p < 3660$	$75 \leq \Delta p < 370$
Haute pression	$W_m \geq 3000$	$\Delta p \geq 3660$ < 30000	$\Delta p \geq 370$ < 3000

On distingue couramment :

- **Les ventilateurs dits « normaux » :**

Leur but est de faire circuler l'air ou des gaz non toxiques ni corrosifs, non chargés de poussières et dont la température est inférieure à 40 [°C].

C'est la catégorie de ventilateurs dont nous aurons le plus souvent usage en climatisation de confort.

● **Les ventilateurs « étanches » :**

Leur enveloppe est étanche à la pression de fonctionnement et ils sont équipés de dispositifs d'étanchéité au niveau des paliers du rotor.

Ils sont généralement employés dans l'industrie pour faire circuler des gaz toxiques.

● **Les ventilateurs pour air chargé de poussières :**

Ces ventilateurs sont conçus de façon à assurer le transfert de gaz chargés de matières abrasives ou non. Ils comportent une roue spéciale prévenant tout colmatage et sont construits en matériaux résistant à l'abrasion.

On les utilise surtout en transport pneumatique, dans les circuits de dépoussiérage et en ventilation industrielle.

● **Les ventilateurs pour gaz chauds :**

Ils sont construits en matériaux réfractaires et comportent un dispositif de refroidissement des paliers.

On les utilise comme ventilateurs de tirage ou comme extracteurs de gaz chauds.

3.2.3. - Caractéristiques

Les caractéristiques sont des données fondamentales pour le choix et les propriétés d'un ventilateur.

a) Caractéristiques principales

DÉBIT D'UN VENTILATEUR

On peut envisager :

● **Le débit massique** q_m

Le **débit massique** est la masse d'air qui traverse le ventilateur par unité de temps.

On l'exprime en kilogrammes par seconde ou par heure :

$$q_m \ [kg/s] \quad \text{ou} \quad [kg/h]$$

● **Le débit volumique moyen** $q_{v,m}$

C'est le volume d'air qui traverse le ventilateur par unité de temps. On l'exprime en mètres cubes par seconde ou par heure :

$$q_v \ [m^3/s] \quad \text{ou} \quad [m^3/h]$$

On a la relation importante :

$$\underset{[m^3/s]}{q_{v,m}} = \frac{q_m \ [kg/s]}{\rho_m \ [kg/m^3]}$$

ρ_m : masse volumique moyenne de l'air dans le ventilateur.

La plupart des ventilateurs que nous utiliserons se situent dans la catégorie basse pression. **Nous supposerons donc que l'air qui les traverse ne subit pas de variation de masse volumique :**

$$\rho_m = \text{constant}$$

PRESSION OU CHARGE D'UN VENTILATEUR

C'est, par définition, la différence algébrique entre les pressions totales moyennes à la bride de refoulement et à la bride d'aspiration **(fig. 3.2.m).**

$$\Delta p = p_{t,m,1} - p_{t,m,2} \qquad [Pa] \quad \text{ou} \quad [mm\ eau]$$

Cette définition est essentiellement théorique. En effet, l'écoulement est beaucoup trop perturbé à la buse d'aspiration ou de refoulement du ventilateur pour qu'il soit possible d'effectuer des mesures précises de pression totale moyenne.

Aussi, pour mesurer la pression ou le débit d'un ventilateur, on fait appel à la méthode dite du **caisson réduit**. Elle consiste à installer le ventilateur à essayer sur un conduit dans lequel l'écoulement se stabilise le plus rapidement possible, et à faire les mesures de débit et de pression dans une section suffisamment éloignée du ventilateur **(fig. 3.2.o).**

VITESSE DE ROTATION

C'est le nombre de tours de la roue du ventilateur par unité de temps. On l'exprime en tours par minute :

$$N \ [tr/mn]$$

On fait souvent appel à la **vitesse angulaire de la roue** qui s'exprime en radian par seconde :

$$\Omega \ [rd/s]$$

On a la relation importante :

$$\underset{[rd/s]}{\Omega} = \frac{2\pi N}{60} \quad [tr/mn]$$

ou encore

$$\underset{[rd/s]}{\Omega} = 0{,}10 \underset{[tr/mn]}{N} \qquad \textbf{(3.2.c)}$$

On en déduit la **vitesse périphérique** de la roue :

$$\underset{[m/s]}{w} = \underset{[rd/s]}{\Omega} \cdot \underset{[m]}{R}$$

R : rayon de la roue [m]

Ω : vitesse angulaire de la roue [rd/s].

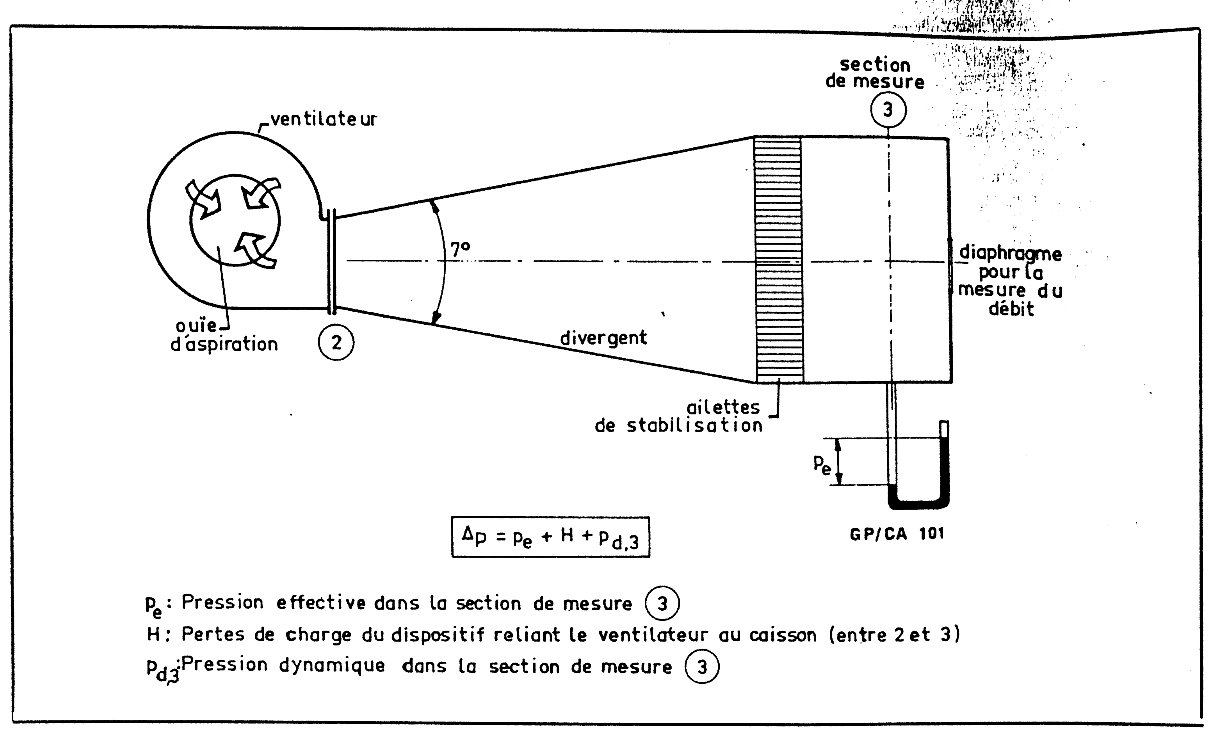


Fig. 3.2.o — Méthode d'essai des ventilateurs (caisson réduit)

PUISSANCE D'UN VENTILATEUR

On distingue dans un ventilateur plusieurs types de puissance :

- la **puissance fournie** W (par le moteur d'entraînement. On l'exprime en watts ou en chevaux [W] ou [ch]
- la **puissance utile** ou **disponible** W_u à la sortie de l'appareil.

  Elle est donnée par la relation fondamentale :

$$W_u = \Delta p \cdot q_{v,m} \qquad [W] \quad [Pa] \quad [m^3/s] \tag{3.2.D}$$

dans laquelle

Δp : pression du ventilateur [Pa]

$q_{v,m}$: débit volumique moyen [m³/s].

RENDEMENT D'UN VENTILATEUR

Le **rendement global** d'un ventilateur est le rapport entre la puissance utile disponible dans le circuit à la sortie de l'appareil et la puissance nominale du moteur d'entraînement :

$$\eta = \frac{W_u}{W}$$

soit :

$$\eta = \frac{\Delta p \cdot q_{v,m}}{W} \tag{3.2.E}$$

C'est un **nombre sans dimension**, à condition que W_u et W soient exprimés avec la même unité. Or,

$$\Delta p \cdot q_{v,m} = \frac{\Delta p}{\rho} \cdot \rho \cdot q_{v,m} = \frac{\Delta p}{\rho} \cdot q_m$$

D'après (3.2.B),

$$\Delta p \cdot q_{v,m} = W_m \cdot q_m$$

Donc :

$$\eta = \frac{W_m \cdot q_m}{W} \tag{3.2.F}$$

dans laquelle :

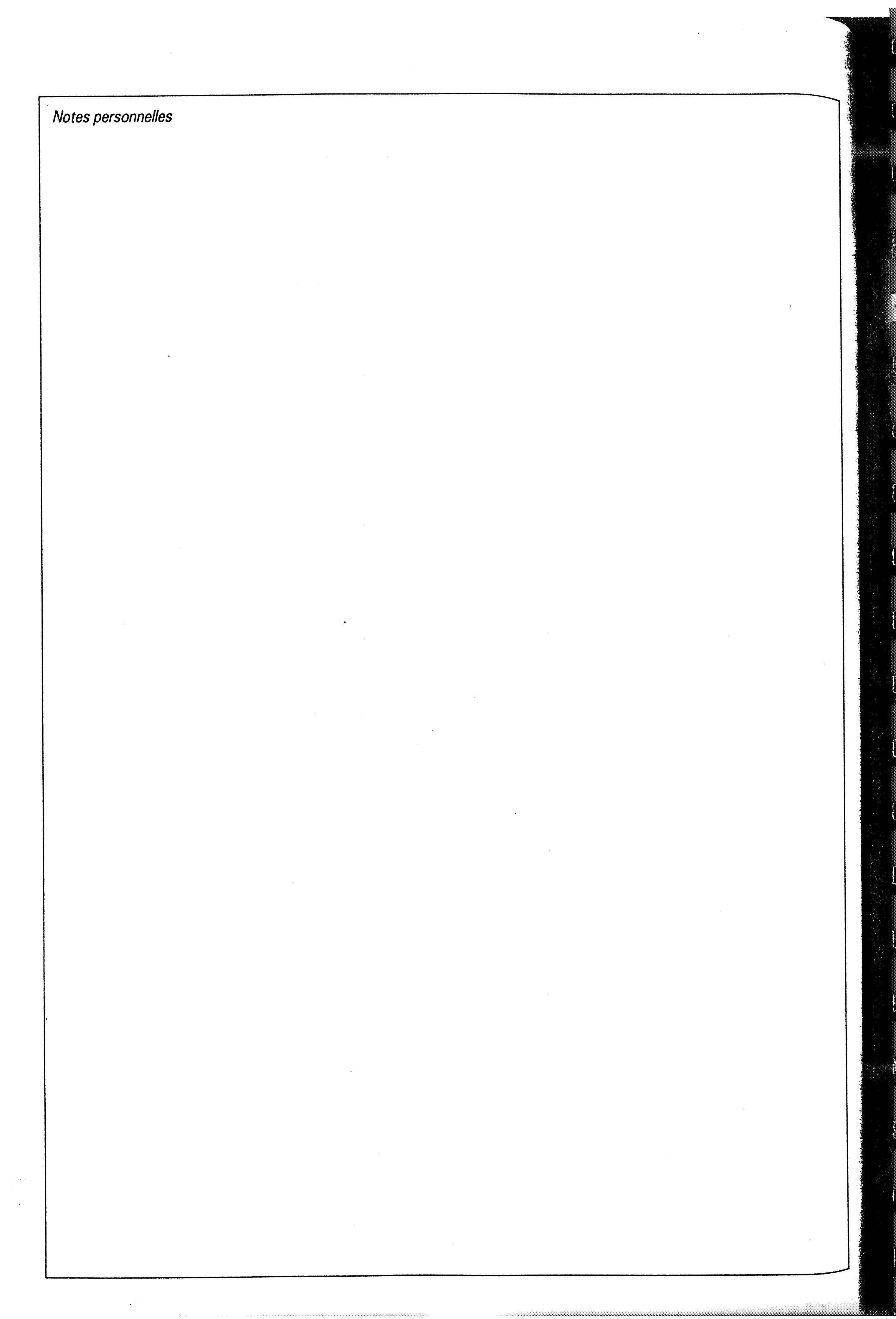
W_m travail massique fourni à l'air par le ventilateur [J/kg]

q_m : débit massique du ventilateur [kg/s]

W : puissance.

EXEMPLE :

On considère un ventilateur dont le débit volumique moyen est de 10 000 [m³/h] et la pression 20 [mm



Notes personnelles

eau]. Il est entraîné par un moteur de 1,20[ch.] Quel est son rendement global ?

Calculons sa puissance utile :

$$W_u = \Delta p \cdot q_{v,m}$$

$$\Delta p = 20\,[\text{mm eau}] = 20 \times 9,81 = 196\,[\text{Pa}]$$

$$q_{v,m} = 10.000\,[\text{m}^3/\text{h}] = 2,78\,[\text{m}^3/\text{s}]$$

$$W_u = 196 \times 2,78 = 545\,[\text{W}]$$

$$W = 1,2\,[\text{ch}] = 1,2 \times 736 = 883\,[\text{W}]$$ (1)

d'où le rendement global :

$$\eta = \frac{W_u}{W} = \frac{545}{883}$$

$$\eta \simeq 0,62 \quad \text{ou} \quad 62\,[\%]$$

REMARQUE :

Le rendement global d'un ventilateur est très variable.

Les principaux facteurs dont il dépend sont les suivants :

— le principe de l'appareil

— la conception du ventilateur

— le type de construction

— le régime de fonctionnement (débit, pression)

— etc...

La théorie et l'expérience montrent que le rendement global d'un ventilateur est égal au produit du rendement du moteur d'entraînement par le rendement aéraulique du ventilateur.

Démontrons cette propriété dans le cas d'un ventilateur entraîné par un moteur électrique.

Le **rendement du moteur électrique** est donné par la relation :

$$\eta_m = \frac{W_m}{W}$$

dans laquelle :

W_m : puissance **mécanique** transmise à l'arbre moteur

W : puissance nominale du moteur d'entraînement

(1) On rappelle qu'un cheval vapeur [ch] est égal à 736 [W].

D'autre part, le **rendement aéraulique du ventilateur** est égal à :

$$\eta_a = \frac{W_u}{W_m}$$

Dans cette relation :

W_u : puissance **utile** ou **disponible** à la sortie du ventilateur

W_m : puissance **mécanique** transmise à l'arbre moteur.

Le rendement global du ventilateur étant égal à :

$$\eta = \frac{W_u}{W}$$

On en déduit

$$\eta = \frac{W_u}{W} = \frac{W_m}{W} \cdot \frac{W_u}{W_m}$$

$$\boxed{\eta = \eta_m \cdot \eta_a}$$

EXEMPLE :

Un moteur électrique dont le rendement est 0,92 entraîne un ventilateur (rendement 72 %). Ce ventilateur a un débit de 50 000 [m³/h] sous une pression de 500 [Pa].

Quelle est la quantité d'énergie électrique consommée par jour par le moteur électrique ?

***

La puissance utile disponible à la sortie du ventilateur est égale à :

$$W_u = \frac{50.000}{3600} \times 500 = 6944\,[\text{W}]$$

La puissance électrique consommée par le moteur est

$$W = \frac{6944}{0,72 \times 0,92} = 10.500\,[\text{W}] \text{ ou } 10,5\,[\text{kW}]$$

La consommation électrique journalière est égale à :

$$Q_e = 10,5 \times 24 = 252\,[\text{kWh}]$$

b) Caractéristiques secondaires

BRUIT D'UN VENTILATEUR

Par convention, le bruit d'un ventilateur est défini par la moyenne des niveaux sonores mesurés en un certain nombre de points précis autour du ventilateur. Généralement, les constructeurs de ventilateurs indiquent les niveaux sonores de leurs appareils.

Ces données sont très importantes puisqu'elles permettent de déterminer si une installation est bruyante et si par conséquent un traitement acoustique est nécessaire.

Le ventilateur est en effet le premier générateur de bruits, et souvent le plus important, dans un système de climatisation; compte tenu de sa position à l'origine de l'installation, il importe d'en connaître ses caractéristiques acoustiques qui influeront sur la distribution et l'environnement.

Trois notions essentielles doivent être précisées :
— **spectre d'un bruit :** un son pur a une fréquence constante; par contre, les bruits — et notamment ceux d'écoulement d'air — sont complexes, l'énergie acoustique étant émise plus ou moins à toutes les fréquences; la répartition des fréquences de cette pression sensible à l'oreille, ou spectre de pression acoustique, définit la « qualité » du bruit.

Par commodité, la gamme totale des fréquences audibles a été divisée en bandes d'octave standardisées, numérotées ; les fréquences sont exprimées en Hz (1 hertz = 1 vibration/seconde).

N^os	1	2	3	4	5	6	7	8
fréquence moyenne	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
fréquences limites	44 / 88	88 / 176	176 / 352	352 / 704	704 / 1 408	1 408 / 2 816	2 816 / 5 600	5 600 / 12 000

Les bruits caractéristiques produits par des ventilateurss centrifuges se situent généralement dans les bandes d'octave n°s 4 et 5.

— **pression acoustique :** un son est perçu lorsque la pression dans le voisinage immédiat de l'oreille varie autour d'une valeur moyenne stable; cette propagation de l'onde sonore dans l'air s'effectue avec une variation périodique de la pression.

Une **pression acoustique est reçue en pascals** (Pa) : elle constitue la force du son; son niveau N_p (ou L_p) s'exprime en décibels (dB) et est défini par :

$$N_p = 10 \log \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^2$$

où

P_1 : N/m² = Pascal
P_0 : pression de référence = 2.10^{-5} N/m²

Ce **niveau de pression acoustique** est mis en évidence par un sonomètre qui affiche des résultats en **mesure de bruit global linéaire,** en dB (Lin) ou en **mesure pondérée** (des filtres normalisés sont incorporés à l'appareil : A, B ou C, et modifient sa mesure de façon à correspondre approximativement avec la perception de l'oreille humaine) : ces valeurs sont alors données respectivement en dB(A), dB(B) ou dB(C) ; seuls, les dB(A) et dB(B) sont utilisés pour les équipements de climatisation.

— **puissance acoustique :** cette énergie est produite par une partie minime de la puissance mécanique provenant d'une machine en fonctionnement et générant ainsi un bruit.

Une **puissance acoustique** — désignée encore par niveau sonore — **est émise en watts (W) ;** son niveau N_w (ou L_w) est aussi exprimé en dB et est défini par :

$$N_W = 10 \log \frac{W_1}{W_0}$$

où

W_1 : watts
W_0 : puissance de référence = 10^{-12} W

Nota : Il faut avoir présent à l'esprit, sous peine de confusion que les niveaux respectifs en dB de la pression et de la puissance acoustiques ont des seuils de référence différents (cf. N_{Po} et N_{Wo} ci-dessus).

La relation entre N_p et N_W s'écrit :

$$N_p = N_W + 10 \log \left(\frac{q}{4 \pi d^2} + \frac{4}{A} \right)$$

où

q : directivité de la source de bruit
A : surface d'absorption sonore

et N_W désigne la source du bruit à traiter et N_p figure le niveau de gêne fonction de la directivité de la source, de la distance de celle-ci à l'auditeur et de l'absorption du local par sa géométrie ou la nature de ses parois.

N_p est toujours inférieur à N_W

Un niveau de puissance acoustique au refoulement d'un ventilateur, annoncé par le constructeur, est une donnée de base essentielle qui servira à déterminer une absorption partielle de l'énergie sonore par un silencieux ; l'atténuation apportée par un tel appareil (intercalé dans un système de climatisation, est la différence entre puissances acoustiques en amont et en aval du dispositif.

EXEMPLE :
Un ventilateur centrifuge, placé dans un caisson de traitement d'air, a un débit de 12 000 m³/h, une pression totale de 120 daPa pour une vitesse de rotation de 1 150 t/mn ; le constructeur annonce une puissance acoustique telle qu'il est nécessaire d'atténuer cette valeur pour obtenir à la dernière bouche émettant dans l'ambiance un niveau de pression acoustique normalisé ISO 50.

N^os	2	3	4	5	6	7	
Niveau moyen de puissance acoustique au refoulement du ventilateur	95	95	95	95	95	95	dB
Correction par bande d'octave	− 10	− 8	− 6	− 4	− 9	− 15	
Atténuation due à un silencieux à baffles parallèles	− 16	− 25	− 37	− 43	− 47	− 43	
Niveau résultant en aval du silencieux	69	62	52	48	41	41	dB

Ces valeurs résultantes seront encore réduites par les accidents aérauliques du réseau de gaines : coudes, dérivations, grilles, etc, calculées par un acousticien.

Le silencieux à baffles permettra donc d'obtenir le niveau de puissance acoustique recherché au soufflage puisque la courbe ISO 50 fixe les valeurs suivantes par octave :

N^os	2	3	4	5	6	7	
	65,5	58,5	53,5	50	47	45	dB

ECHAUFFEMENT DANS UN VENTILATEUR

On appelle « échauffement dans un ventilateur » l'augmentation de température de l'air entre l'aspiration et le refoulement.

Cet échauffement résulte :

— de l'augmentation de la pression de l'air

— des pertes de charge et frottements à l'intérieur du ventilateur.

Cet échaufffement est généralement négligeable dans les ventilateurs à « basse pression ». On est parfois amené à le considérer dans les ventilateurs à moyenne et à haute pression (systèmes avec boîtes de détente et distribution d'air à MP).

D'une, façon générale, l'échauffement du corps d'un ventilateur est dû en partie à la dégradation de la puissance fournie en énergie thermique.

La différence entre 1 et $\eta < 1$ (rendement global d'un ventilateur intégrant les rendements aéraulique, volumique et mécanique) représente les pertes de puissance :

a) extérieurement au ventilateur :
— par la transmission par courroies entre machine menante (le moteur) et machine menée,
— par le frottement de l'arbre sur les paliers,
— éventuellement par des ailettes de refroidissement.

b) dans le ventilateur :
— par les pertes singulières affectant l'air sur son parcours,
— par l'échauffement de l'air lui-même mis en pression ; cette élévation de température peut être évaluée par la formule simplifiée :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$$

EXEMPLE :

Un ventilateur aspire de l'air à la pression atmosphérique et à une température de + 16 [°C] et le refoule avec une pression statique (ou effective) de 1 800 [P_a] ; quelle sera la température de l'air refoulé ?

T_1 (température absolue) : 16+ 273 = 289 [K]
p_1 à l'entrée : = 102 000 [Pa]
p_2 au refoulement = 103 800 [Pa]

d'où :

$$T_2 = 289 \left(\sqrt{\frac{103\,800}{102\,000}} \right) = 291{,}6 \text{ [K] ou } + 18{,}6 \text{ [°C]}.$$

Cette valeur de 18,6 − 16 = 2,6° [°C] est théorique : l'élévation de la température d'air va échauffer le ventilateur et les déperditions entre la masse de celui-ci et l'ambiance vont réduire la surchauffe effective au soufflage.

En pratique, on retient une élévation de l'air de + 1 [°C] environ pour un Δp entre aspiration et refoulement compris entre 1 500 et 2 000 [Pa].

PHÉNOMÈNE DE POMPAGE

On dit qu'un ventilateur présente un phénomène de pompage dans une installation déterminée lorsque, la vitesse de rotation du ventilateur étant constante, l'écoulement de l'air prend un caractère pulsatoire qui entraîne des variations de pression et du bruit dans l'installation.

Ce phénomène est difficilement prévisible et fournit des indications sur la réaction du circuit en présence du ventilateur installé.

PHÉNOMÈNE DE GIRATION

On dit qu'un ventilateur présente un phénomène de giration d'ensemble lorsque, à l'écoulement normal de l'air parallèlement à l'axe de l'orifice de refoulement (ou d'aspiration), s'ajoute un mouvement de rotation permanent autour de cet axe.

Ce phénomène apparaît surtout avec les ventilateurs hélicoïdes ou hélico-centrifuges. On supprime généralement ce phénomène en fixant des ailettes radiales ou perpendiculaires à l'axe de l'écoulement, au refoulement ou à l'aspiration du ventilateur.

SENS DE ROTATION DE LA ROUE

Le sens de rotation de la roue d'un ventilateur peut-être **direct** ou **inverse.**

Le ventilateur tourne dans le « **sens direct** » si, en regardant le ventilateur du côté du moteur (ou de la poulie d'entraînement), l'œil étant dans le prolongement de l'axe de rotation **(fig. 3.2.p)**, l'observateur voit la rotation s'effectuer **dans le sens des aiguilles d'une montre.** S'il la voit s'effectuer dans le sens inverse des aiguilles d'une montre, on dit que le ventilateur tourne dans le « **sens inverse** ». La détermination du sens de rotation est très importante, car elle conditionne l'installation du ventilateur dans le réseau et par conséquent le choix du ventilateur.

CAS PARTICULIERS :

● **Ventilateur centrifuge ou hélico-centrifuge isolé :**

La convention précédente suppose que le ventilateur ainsi que son moteur d'entraînement sont déjà installés dans un réseau. Lorsque le ventilateur est isolé et pour le monter correctement, il est né-

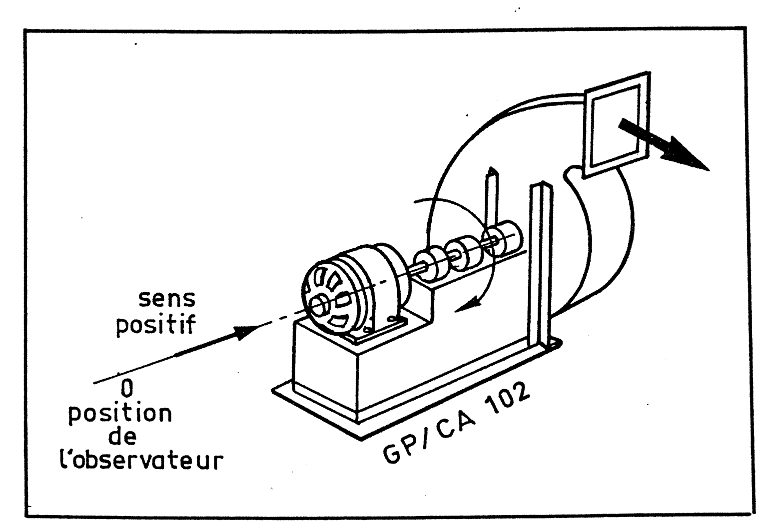


Fig. 3.2.p — Sens direct de rotation de la roue d'un ventilateur. La roue doit être prévue « à droite »

cessaire de savoir, en observant la roue, si celle-ci est « **à droite** » ou « **à gauche** ».

Dans le cas d'un ventilateur centrifuge (ou hélico-centrifuge), il suffit de se placer en face de la roue, dans le prolongement de l'axe de rotation et du côté de l'orifice d'aspiration du ventilateur. Si, en fonctionnement normal, la roue doit tourner, par rapport à l'observateur, **dans le sens des aiguilles d'une montre**, elle est dite « **à gauche** ». Dans le cas contraire, elle est dite « **à droite** ».

Ainsi, le ventilateur représenté à la **figure 3.2.p** a une roue « à droite » puisque, en nous plaçant du côté de l'ouïe d'aspiration, la roue doit tourner dans le sens inverse des aiguilles d'une montre. Il est évident que, si un ventilateur centrifuge a deux ouïes d'aspiration, d'après la convention précédente, sa roue n'a pas de sens de rotation déterminé.

Dans la pratique, il faut utiliser de préférence des appareils ayant une roue « à droite » et tournant dans le sens direct.

● **Ventilateur hélicoïde isolé :**

Si l'on considère une pale située à la partie supérieure de la roue d'un ventilateur hélicoïde isolé et si l'on envisage le déplacement d'un point **M** sur un profil de la pale depuis le bord le plus proche vers le bord le plus éloigné, on dit que la roue est « **à droite** » si l'on voit ce point **s'éloigner de la gauche vers la droite** ; dans le cas contraire, la roue est dite « à gauche » **(fig. 3.2.q)**.

SENS DE MONTAGE DU VENTILATEUR

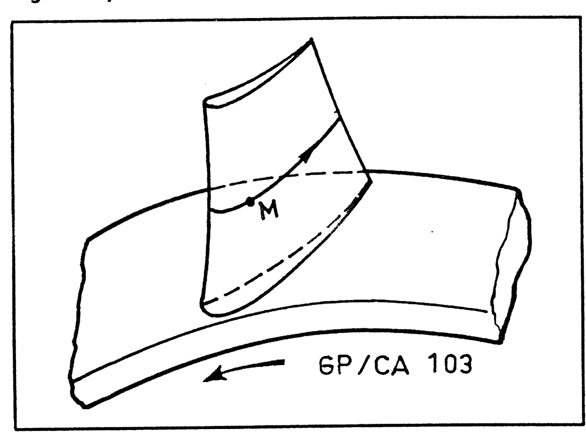
Généralement, le constructeur prévoit deux flèches indiquant le sens de rotation de la roue :

— une flèche sur l'enveloppe qui permet d'éviter les erreurs relatives au sens d'entraînement de la roue

— une flèche sur le moyeu de la roue qui indique le sens de rotation de la roue et qui permet un montage correct du ventilateur.

Il est recommandé de toujours disposer la flèche du côté de l'aspiration afin de pouvoir vérifier le sens de montage du ventilateur dans le réseau.

Fig. 3.2.q — Roue d'un ventilateur hélicoïde à droite



ORIENTATION DES ORIFICES DES VENTILATEURS

● **Ventilateurs à volute et à axe horizontal (fig. 3.2.r) :**

L'observateur étant placé en face du ventilateur et du même côté que le moteur (le manchon d'accouplement ou la poulie), l'œil dans le prolongement de l'axe de rotation, on repère **conventionnellement** l'orientation de **la buse de refoulement** par des repères numérotés de 1 à 8 (sens direct) et 9 à 16 (sens inverse). **Seuls les repères 1, 5 et 7 sont considérés comme de sens et d'orientation normaux.** Les autres repères ne doivent être utilisés qu'exceptionnellement.

● **Ventilateurs à volute et à axe vertical (fig. 3.2.s) :**

On adopte conventionnellement :

— le repère **Z** si le sens positif de l'axe de rotation, tel qu'il est représenté sur la **figure 3.2.p,** est dirigé vers le haut (Zénith)

— le repère **N** si le sens positif de l'axe de rotation est dirigé vers le bas (Nadir).

3.2.4 - Courbes caractéristiques d'un ventilateur

On appelle **courbes caractéristiques** d'un ventilateur, les courbes représentant les variations des principales caractéristiques en fonction du débit volumique. On considère généralement :

— la courbe débit-pression

— la courbe débit-puissance utile

— la courbe débit-rendement.

Pour représenter ces courbes, nous supposerons d'abord que la vitesse de rotation du ventilateur et la masse volumique de l'air sont constantes.

VITESSE DE ROTATION ET MASSE VOLUMIQUE CONSTANTES

1) Courbe débit-pression

Considérons un ventilateur déterminé véhiculant de l'air dont la masse volumique ρ est bien définie et tournant à vitesse N constante.

Installons ce ventilateur sur un circuit dont on peut faire varier le débit volumique, par exemple en agissant sur un registre réglable **(fig. 3.2.t)**.

L'expérience montre qu'à chaque valeur du débit q_v correspond une valeur de la pression Δp. On peut représenter graphiquement ces variations de la pression et du débit du ventilateur en portant les débits en abscisse et les pressions en ordonnées.

On obtient une courbe dite **caractéristique du ventilateur** pour une vitesse de rotation donnée et pour un état de l'air déterminé **(fig. 3.2.u)**.

On remarque, en règle générale, que la **pression du**

Repère 1

Repère 2
(à éviter)

Repère 3
(à éviter)

Repère 4
(à éviter)

Repère 5

Repère 6
(à éviter)

Repère 7

Repère 8
(à éviter)

SENS INVERSE (à éviter)

Repère 9

Repère 10

Repère 11

Repère 12

Repère 13

Repère 14

Repère 15

Repère 16

GP/CA 104

Fig. 3.2.r — Orientation conventionnelle de la buse de refoulement des ventilateurs à volute et à axe horizontal

Repère Z

Repère N

GP/CA 105

zenith

buse de refoulement

moteur

nadir

Fig. 3.2.s — Orientation conventionnelle des ventilateurs à volute et à axe vertical

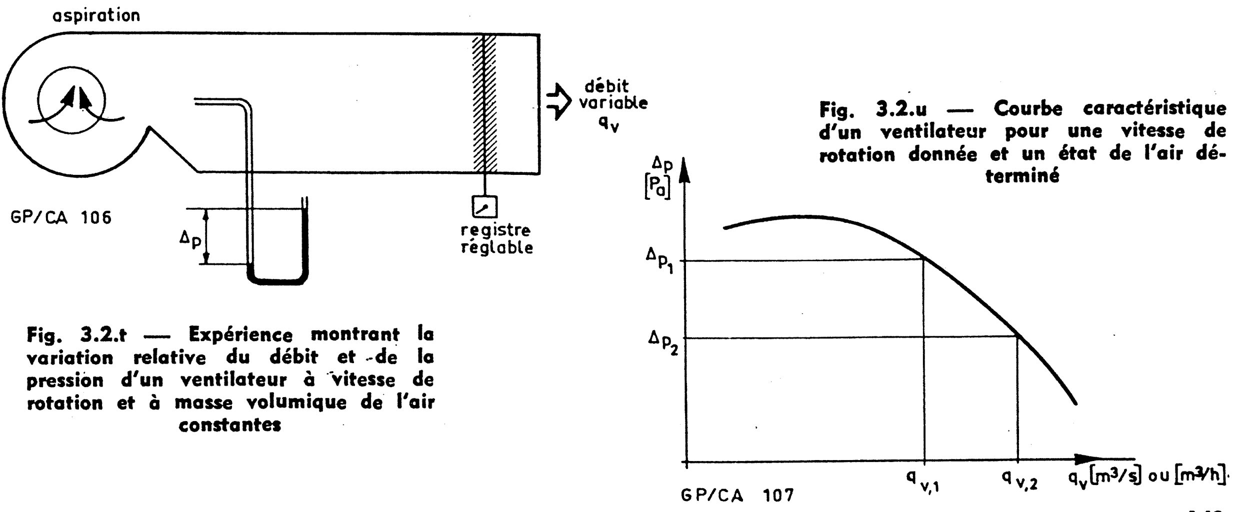


Fig. 3.2.t — Expérience montrant la variation relative du débit et de la pression d'un ventilateur à vitesse de rotation et à masse volumique de l'air constantes

Fig. 3.2.u — Courbe caractéristique d'un ventilateur pour une vitesse de rotation donnée et un état de l'air déterminé

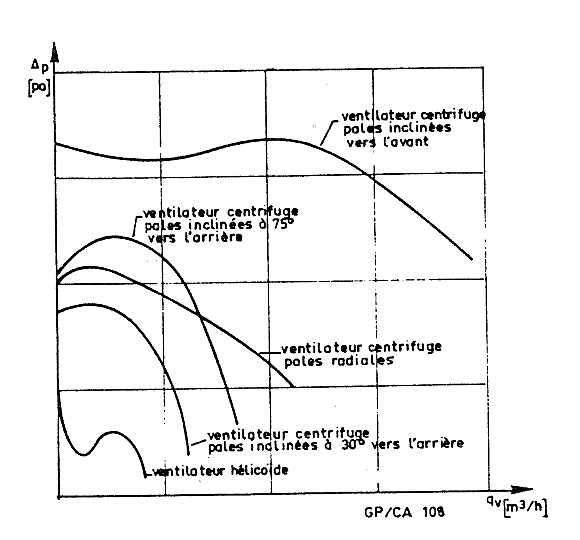
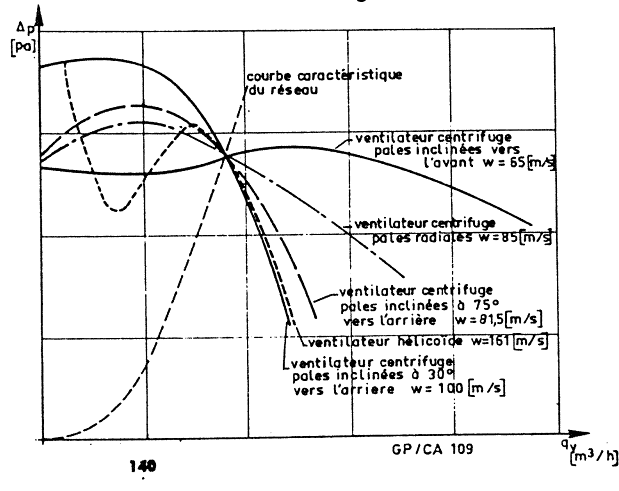


Fig. 3.2.v — Comparaison des courbes débit-pression de diverses catégories de ventilateurs tournant à la même vitesse

Fig. 3.2.w — Comparaison des vitesses périphériques de différents types de ventilateurs ayant le même débit et la même charge



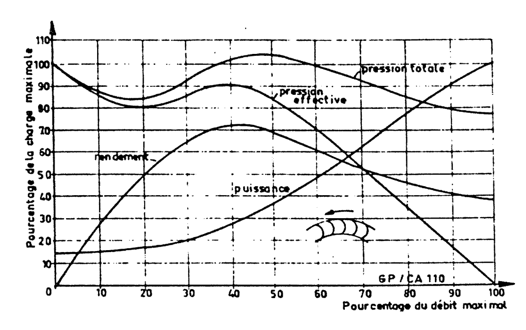


Fig. 3.2.x — Courbes caractéristiques d'un ventilateur centrifuge à pales inclinées vers l'avant

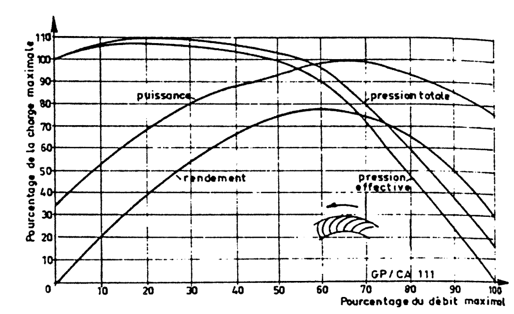


Fig. 3.2.y — Courbes caractéristiques d'un ventilateur centrifuge à pales orientées vers l'arrière

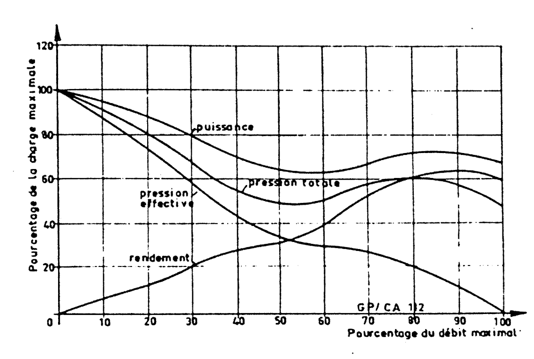


Fig. 3.2.z — Courbes caractéristiques d'un ventilateur hélicoïde

ventilateur (qui correspond à la résistance du circuit) **diminue** lorsque le **débit augmente** et inversement.

Représentons sur un même graphique les courbes débit-pression des diverses catégories de ventilateur.

La **figure 3.2.v** est relative à des ventilateurs tournant à la même vitesse et ayant tous une roue de même diamètre. Dans ces conditions, les ventilateurs centrifuges ont une charge beaucoup plus élevée que les ventilateurs hélicoïdes.

La **figure 3.2.w** compare les vitesses périphériques de la roue de ces ventilateurs dans le cas où l'on chercherait à obtenir pour chacun d'eux le même débit et la même pression.

On remarque dans ce cas que les ventilateurs hélicoïdes doivent tourner beaucoup plus vite que les ventilateurs centrifuges pour obtenir le même point de fonctionnement.

La **vitesse périphérique des pales** a une grande influence sur le niveau sonore d'un ventilateur. C'est pourquoi, dans le choix d'un ventilateur, il convient de tenir compte du résultat recherché, d'une part, et d'autre part, de choisir le type de ventilateur qui aura la vitesse périphérique des pales la plus faible possible. Ainsi, quand on recherchera de fortes charges pour de faibles débits, on utilisera de préférence des ventilateurs centrifuges. Par contre, pour de faibles charges et des grands débits, on utilisera des ventilateurs de type hélicoïde.

2) Courbes débit-puissance et débit rendement

On peut de même étudier pour chaque type de ventilateur les variations relatives de la puissance et du rendement en fonction du débit volumique.

L'expérience montre que l'on obtient, pour chaque catégorie de ventilateur, un ensemble de courbes représentées aux **figures 3.2.x** à **3.2.z.**

REMARQUES :

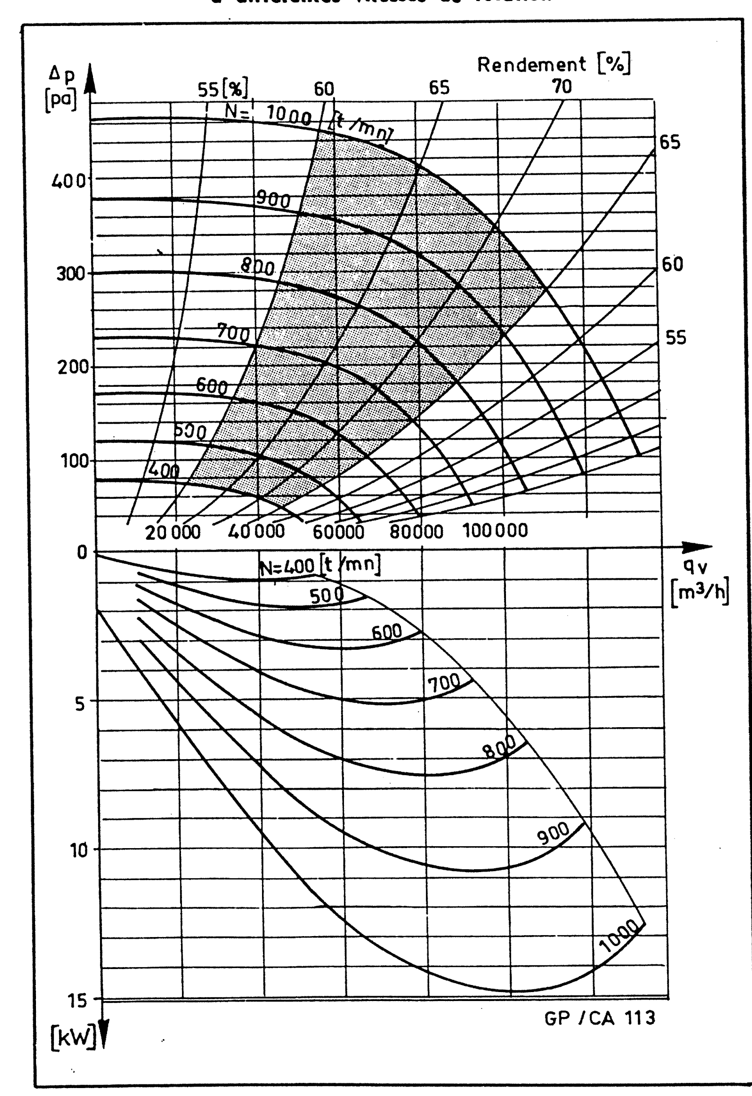
● **Les ventilateurs centrifuges à pales inclinées vers l'avant** présentent un rendement maximal au point de fonctionnement où la pression efficace est elle aussi maximale. La courbe de puissance croît rapidement avec le débit. De sorte que ce type de ventilateur doit avoir une pression très précisément adaptée à la résistance ou pertes de charge du circuit sur lequel il est prévu, sinon, et en particulier s'il est surdimensionné, le débit et la puissance absorbée augmenteront dangereusement pour le moteur d'entraînement.

● **Les ventilateurs centrifuges à pales inclinées vers l'arrière** présentent au contraire un fonctionnement beaucoup plus sûr. La pression diminue régulièrement en fonction du débit et la puissance absorbée diminue lorsque le débit croît. De plus, le rendement global maximal est près de 80 % (fig. 3.2.y).

Toutefois, leur niveau sonore est assez élevé en raison de la vitesse périphérique élevée des pales.

● **Les ventilateurs hélicoïdes** sont caractérisés par une pression qui décroît, toute comme la puissance absorbée, lorsque le débit augmente (fig. 3.2.z).

Fig. 3.2.z.a — Courbes caractéristiques d'un ventilateur déterminé à différentes vitesses de rotation



VITESSE DE ROTATION VARIABLE (masse volumique de l'air constante)

Lorsqu'on fait varier la vitesse de rotation d'un ventilateur installé dans un circuit déterminé (la masse volumique de l'air restant constante), l'expérience et la théorie montrent que :

— **le débit volumique varie proportionnellement à la vitesse de rotation.**

On a la relation :

$$\frac{q_{v,1}}{q_{v,2}} = \frac{N_1}{N_2} \quad (3.2.G)$$

— **la pression du ventilateur varie proportionnellement au carré de la vitesse de rotation.**

On a la relation :

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad (3.2.H.)$$

— **la puissance utile varie proportionnellement au cube de la vitesse de rotation, et suivant la relation :**

$$\frac{W_{u,1}}{W_{u,2}} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad (3.2.I)$$

La **figure (3.2.z.a)** montre les courbes débit-pression à différentes vitesses de rotation.

EXEMPLE :

On considère un ventilateur dont le débit volumique moyen est 15.000 [m³/h] et la pression 500 [Pa]. Il tourne à la vitesse de 1 000 [tr/mn].

Calculer sa charge, son débit et sa puissance lorsqu'il tourne à 600 [tr/mn].

La relation 3.2.G nous permet d'écrire :

$$q_{v,2} = \frac{N_2}{N_1} q_{v,1}$$

On a

$$q_{v,1} = 15.000 \ [m^3/h]$$

$$N_1 = 1.000 \ [tr/mn]$$

$$N_2 = 600 \ [tr/mn]$$

Par conséquent,

$$q_{v,2} = \frac{600}{1000} \cdot 15.000$$

$$q_{v,2} = 9000 \,[m^3/h] = 2{,}5 \,[m^3/s]$$

D'autre part, la relation 3.2.H nous permet d'écrire :

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2$$

$$\Delta p_2 = 500 \left(\frac{600}{1000}\right)^2$$

$$\Delta p_2 = 180 \,[Pa]$$

Enfin, et d'après 3.2.1 :

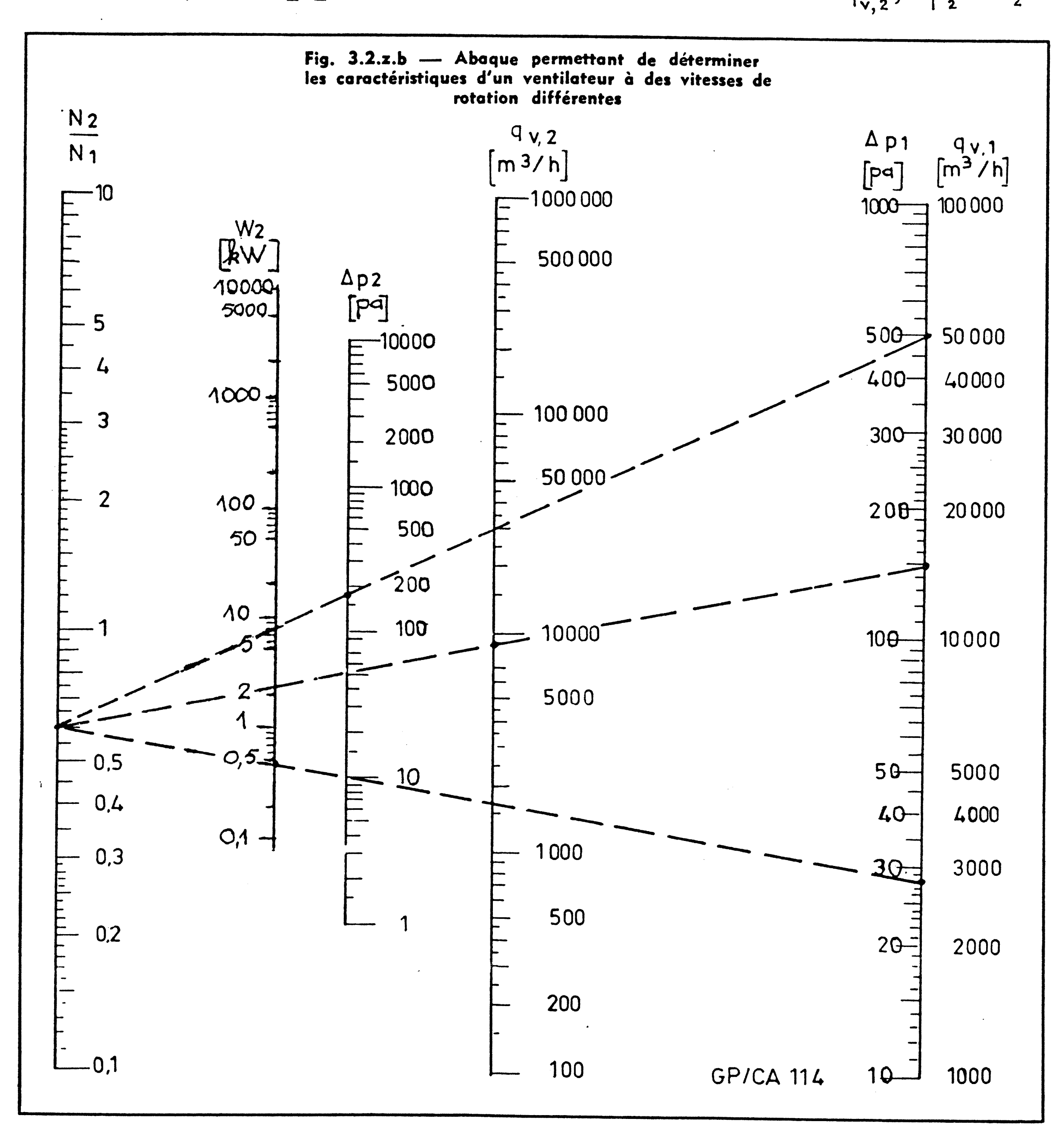
$$W_{u,2} = W_{u,1} \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 = \Delta p_2 \cdot q_{v,2}$$

$$W_{u,2} = 180 \times \frac{9.000}{3.600}$$

$$W_{u,2} = 450 \,[W]$$

L'abaque de la **figure 3.2.z.b** permet de connaître rapidement les caractéristiques d'un ventilateur dont on change la vitesse de rotation. Il suffit d'aligner successivement le rapport des vitesses $\frac{N_2}{N_1}$ avec $q_{v,1}$, Δp_1 et W_1 pour lire sur les droites correspondantes les valeurs de $q_{v,2}$, Δp_2 et W_2.

Fig. 3.2.z.b — Abaque permettant de déterminer les caractéristiques d'un ventilateur à des vitesses de rotation différentes



On retrouve aisément les résultats de l'exercice précédent (droites (1), (2) et (3).

MASSE VOLUMIQUE DE L'AIR VARIABLE
(vitesse de rotation constante)

1) Variation du débit

Nous avons montré au paragraphe 1.2.2. de la Première Partie de notre étude (formule 2.1.B) que la masse volumique de l'air variait avec la température et la pression absolue suivant la relation (cas de l'air sec) :

$$\underset{[kg/m^3]}{\rho} = \frac{p \ [Pa]}{287\,T \ [K]}$$

Par conséquent, le **débit massique de l'air étant constant** dans une installation, on peut écrire, lorsque la température et la pression changent dans un circuit d'air :

$$q_m = q_{v,1}\,\rho_1 = q_{v,2}\,\rho_2$$

soit :

$$q_m = q_{v,1} \cdot \frac{p_1}{287\,T_1} = q_{v,2} \cdot \frac{p_2}{287\,T_2}$$

ce qui donne enfin :

$$\boxed{q_{v,2} = q_{v,1} \cdot \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{p_1}{p_2}} \qquad \textbf{(3.2.J)}$$

Généralement, les variations de pression absolue sont dues surtout à l'altitude du lieu où est installé le ventilateur. Elles sont dcnnées par l'abaque de la **figure 2.1.a** (Première Partie). Les variations de pression dues au ventilateur lui-même sont négligeables (ventilateur à basse pression).

EXEMPLE :

On installe un ventilateur dans un circuit situé à 1 000 [m] d'altitude. On veut aspirer de l'air considéré comme sec, à l'extérieur où la température est — 10 [°C] et le réchauffer à 80 [°C]. Le ventilateur est à basse pression et il est situé après le réchauffeur d'air.

Le débit de ce ventilateur à 20 [°C] et 101.300 [Pa] étant de 2 [m³/s], quel sera le débit dans les conditions réelles de fonctionnement et la puissance calorifique nécessaire ?

Appliquons la relation 3.2.J :

$$q_{v,1} = 2 \ [m^3/s]$$

$$T_1 = 20 + 273 = 293 \ [K]$$

$$p_1 = 101.300 \ [Pa]$$

$$T_2 = 80 + 273 = 353 \ [K]$$

$p_2 = 89.000 \ [Pa]$ (fig. 2.1.a, Première Partie, page 12)

Par conséquent :

$$q_{v,2} = 2 \cdot \frac{353}{293} \cdot \frac{101.300}{89.000}$$

$$\underline{q_{v,2} = 2{,}75 \ [m^3/s]}$$

La puissance calorifique nécessaire est donnée par la relation :

$$\underset{[kcal/h]}{P} = \underset{[kg/h]}{q_m} \cdot \underset{[kcal/kg\,deg]}{c} \cdot \underset{[deg]}{\Delta\theta}$$

$$q_m = \rho_1 \cdot q_{v,1} = \rho_2 \cdot q_{v,2}$$

donc :

$$q_m = 1{,}2 \cdot 2 = 2{,}4 \ [kg/s]$$

On obtient :

$$P = 2{,}4\,(80 + 10)$$

$$\underline{P = 216 \ [kW]}$$

2) Variation de la charge, de la puissance utile et du rendement

La théorie des ventilateurs et l'expérience montrent que :

— **la pression varie proportionnellement à la masse volumique de l'air** en suivant la relation :

$$\boxed{\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{p_1 T_2}{p_2 T_1}} \qquad \textbf{(3.2.K)}$$

— **la puissance utile varie proportionnellement à la masse volumique de l'air :**

$$\boxed{\frac{W_{u,1}}{W_{u,2}} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{p_1\,T_2}{T_1\,p_2}} \qquad \textbf{(3.2.L)}$$

— **le rendement est pratiquement indépendant de la masse volumique de l'air.**

EXEMPLE :

Reprenons l'exemple précédent et supposons que la charge du ventilateur à 20 [°C] et 101.300 [Pa] est de 300 [Pa]. Calculer la charge, la puissance utile du ventilateur dans les conditions réelles de fonctionnement (80 [°C] et 89.000 [Pa]).

On obtient immédiatement :

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot \frac{p_2 T_1}{p_1 T_2}$$

$$\Delta p_2 = 300 \cdot \frac{89.000 \times 293}{101.300 \times 353}$$

$$\underline{\Delta p_2 = 219 \ [Pa]}$$

De même,

$$W_{u,2} = W_{u,1} \cdot \frac{p_2 T_1}{p_1 T_2}$$

$$W_{u,1} = q_{v,1} \cdot \Delta p_1$$

$$W_{u,1} = 2 \times 300 = 600 \ [W]$$

$$W_{u,2} = 600 \ \frac{89.000 \times 293}{101.300 \times 353}$$

$$\underline{W_{u,2} = 438 \ [W]}$$

3.2.5 - Choix d'un ventilateur

Pour choisir un ventilateur, il est absolument nécessaire de comparer :

— d'une part, **l'ensemble des courbes caractéristiques des divers types de ventilateurs**

— d'autre part, la **courbe caractéristique du réseau** sur lequel doit être installé le ventilateur.

Les constructeurs donnent les courbes caractéristiques des ventilateurs qu'ils fabriquent. Ces courbes sont généralement groupées sur un seul diagramme comme le montre la **figure 3.2.z.a.** De sorte que l'on peut immédiatement connaître, pour un ventilateur déterminé, l'ensemble des caractéristiques de l'appareil à partir d'un débit donné.

1) Courbe caractéristique d'un réseau

Pour connaître la courbe caractéristique du réseau sur lequel doit être installé un ventilateur, il faut calculer les **pertes de charge totales** du circuit le plus défavorisé, **c'est-à-dire la résistance maximale du circuit.** Nous apprendrons prochainement à calculer la résistance d'un circuit, mais nous pouvons admettre dès à présent que cette résistance est **sensiblement proportionnelle au carré du débit volumique moyen du circuit.** De sorte que la courbe caractéristique correspondante est une parabole dont le sommet est l'origine d'un système de coordonnées repérant le débit volumique en abscisse et les pertes de charge en ordonnées **(fig. 3.2.z.c).**

Si nous représentons sur le même diagramme l'ensemble des courbes caractéristiques du ventilateur et la courbe de résistance maximale du réseau, nous obtenons des points d'intersection que l'on appelle les **points de fonctionnement probables** du ventilateur **(fig. 3.2.z.d).**

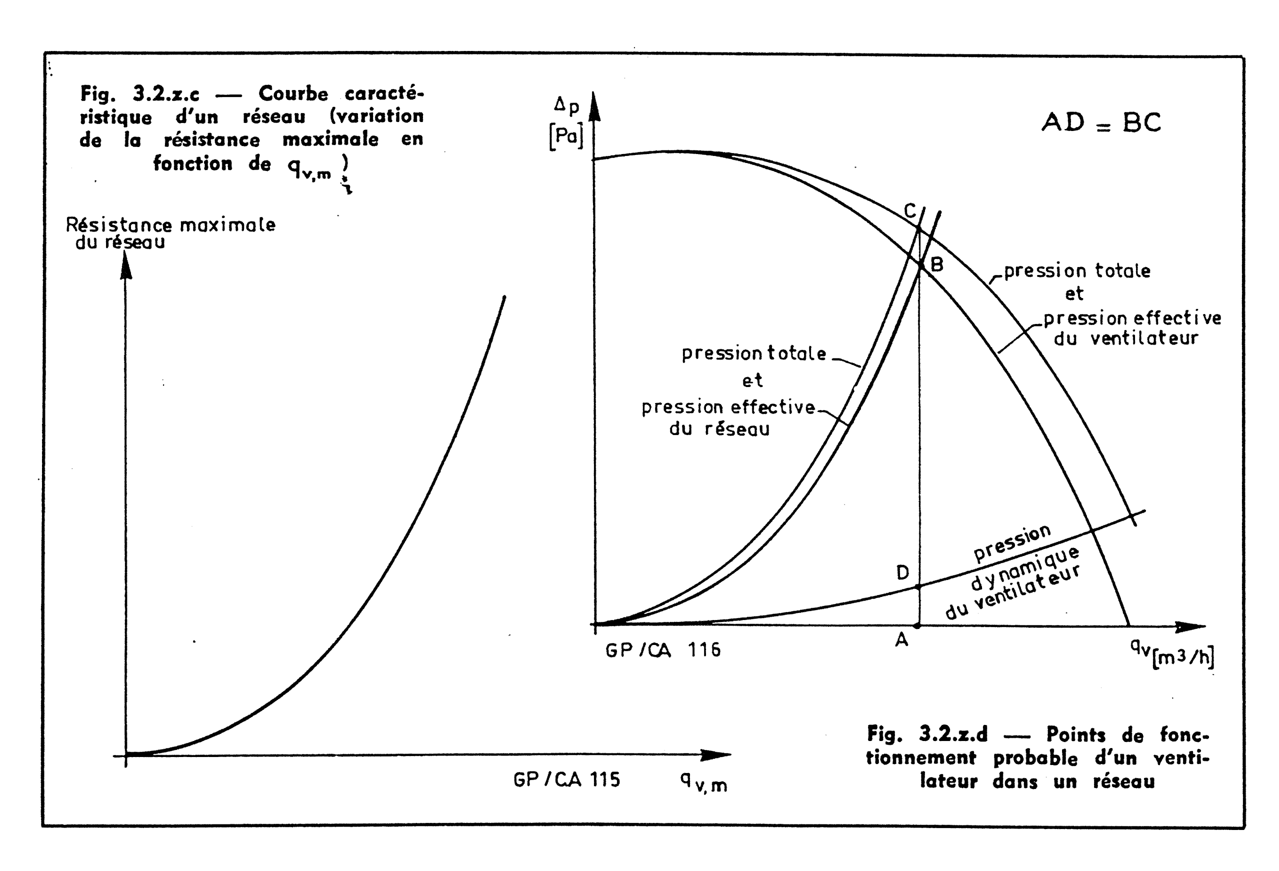


Fig. 3.2.z.c — Courbe caractéristique d'un réseau (variation de la résistance maximale en fonction de $q_{v,m}$)

Fig. 3.2.z.d — Points de fonctionnement probable d'un ventilateur dans un réseau

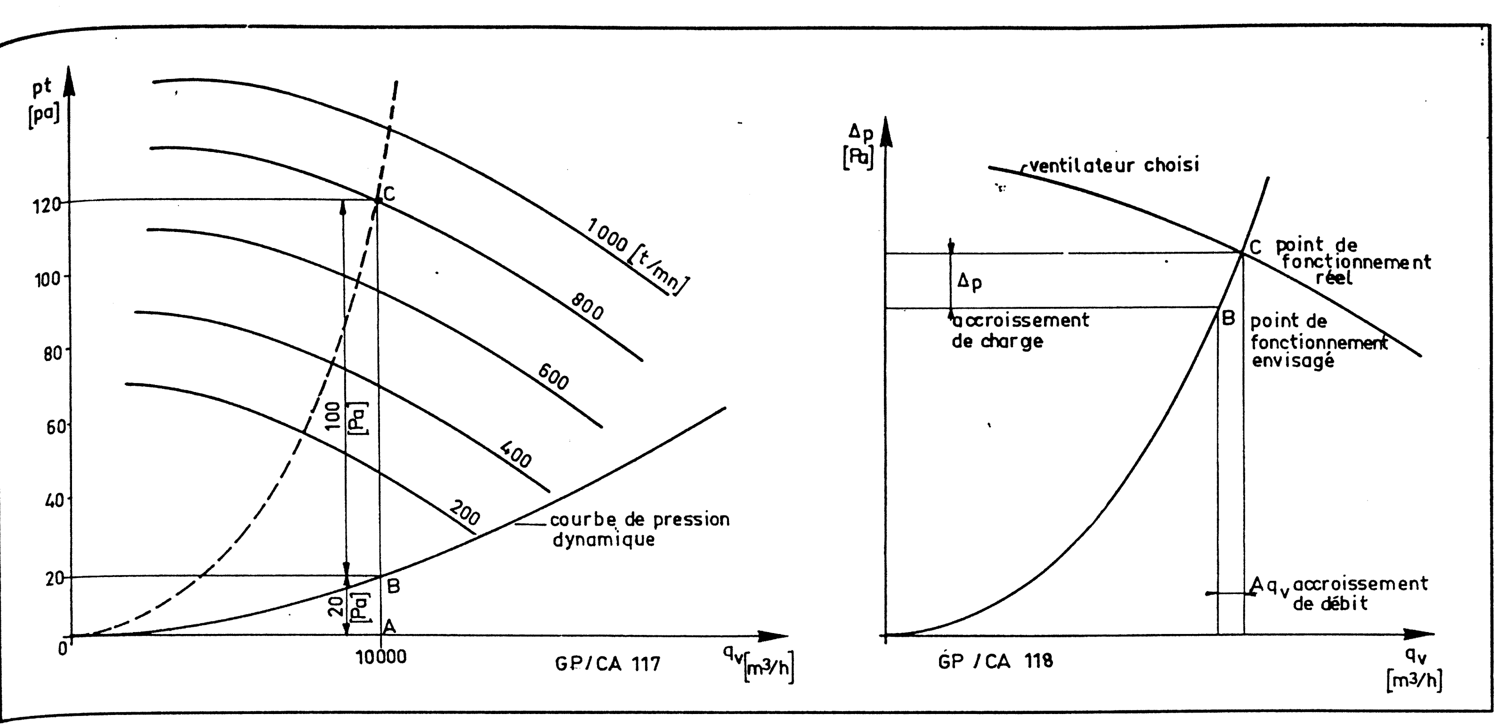


Fig. 3.2.z.e — Exemple de choix d'un ventilateur en fonction de la perte de charge du réseau

Fig. 3.2.z.f — Effet sur un réseau d'un ventilateur mal choisi

REMARQUE :

On admet, **en première approximation,** que les pertes de charge (ou les résistances), dans un circuit aéraulique, où la vitesse de l'air est constante, entraînent une **chute de la pression effective.** De sorte que, pour vaincre ces résistances ou pertes de charge, le ventilateur doit avoir une pression effective **au moins égale** aux pertes de charge du circuit. Lorsque la vitesse varie dans le circuit, il existe des transformations de la pression dynamique en pression effective ou inversement. C'est le « **regain statique** ». Ce phénomène peut toutefois être négligé au stade du choix du ventilateur.

2) Choix du ventilateur

Pour faire correspondre avec exactitude la **courbe débit-pression totale d'un ventilateur** avec la **courbe de résistance maximale d'un réseau**, on est amené à tracer la parabole représentant les variations de **pression totale** dans le circuit défavorisé **(fig. 3.2.z.d).**

Plus simplement, on porte en ordonnées la **somme de la résistance maximale** dans le réseau (que l'on considère comme une pression effective) et de **la pression dynamique dans le ventilateur** correspondant au débit volumique considéré. On a ainsi **(fig. 3.2.z.d).**

$$AC = AB + BC = p_e + p_d = p_t$$

avec

$$BC = AD = p_d$$

Le point **C** est le point de fonctionnement probable du ventilateur. Il doit théoriquement être situé sur la courbe caractéristique (débit-pression) du ventilateur choisi.

EXEMPLE :

Une installation présente une résistance maximale de 100 [Pa] pour un débit maximal de 10.000 [m³/h].

On veut installer un ventilateur de type **Z** dont les caractéristiques sont données par le constructeur à la **figure 3.2.z.e.**

La construction du point **C** est immédiate et montre que le ventilateur de type **Z** tournant à une vitesse de 800 [tr/mn] conviendra parfaitement dans cette installation.

REMARQUES :

1) La comparaison de la caractéristique débit-pression du ventilateur et de la courbe de résistance du circuit permet de prévoir les effets sur le réseau d'un ventilateur qui aurait été surdimensionné (ou sous-dimensionné). Le point de fonctionnement réel sera toujours situé sur la courbe de résistance du circuit, un peu plus haut ou un peu plus bas que le point de fonctionnement préalablement envisagé **(fig. 3.2.z.f).** Il s'ensuit un accroissement (ou une diminution) du débit et de la charge du ventilateur.

2) Le point **C** de fonctionnement réel du ventilateur doit se situer dans une zone où le rendement de l'appareil est optimal. C'est ce qui explique que la caractéristique débit-pression d'un ventilateur ne peut pas être utilisée dans toute son étendue. Seule la portion de courbe située dans la zone où le rendement est supérieur à 60 % doit être envisagée **(fig. 3.2.z.a).**

Cette dernière remarque nous montre la nécessité d'adapter correctement le type de ventilateur au mode de fonctionnement de l'installation. C'est donc le choix du type de ventilateur que nous allons à présent analyser.

que le débit augmente (fig. 3.2.x). De sorte que la pression totale doit être précisément adaptée aux pertes de charge du réseau sur lequel ce type de ventilateur est prévu. Sinon, et en particulier si leur charge est surdimensionnée par rapport à la résistance du circuit, le débit et la puissance absorbée augmenteront rapidement, risquant ainsi de « griller » le moteur d'entraînement.

Pour éviter cet accident, on majore largement la puissance du moteur d'entraînement.

VENTILATEURS HÉLICOÏDES

Avantages :

● Les ventilateurs hélicoïdes sont caractérisés par une pression totale qui varie peu au delà d'un certain débit **(fig. 3.2.z).** De sorte qu'on les utilise comme ventilateurs de paroi ou ventilateurs aspirants dans les cas où l'on doit **pulser de grands débits d'air sous de faibles pertes de charge** (installations de ventilations, d'extraction d'air, de désenfumage mécanique, etc...).

● Ils ont de plus l'avantage de pouvoir être installés à l'intérieur du conduit. Il en résulte un gain de place et une grande facilité de montage.

● La **figure 3.2.z** montre que la puissance absorbée par ces ventilateurs est sensiblement constante lorsque le débit augmente (la courbe puissance-débit devient presque horizontale).

Il n'est donc pas recommandé de calculer trop largement la puissance du moteur d'entraînement. Un « emballement » du ventilateur (si le débit croît brusquement) aura pour conséquence une puissance absorbée sensiblement constante.

Par contre, il serait dangereux de diminuer brusquement le débit de ces ventilateurs par l'emploi de registres ou de clapets, car alors la puissance absorbée serait très supérieure à celle prévue, d'où le risque de « griller » le moteur.

Un ventilateur hélicoïde doit normalement fonctionner à débit constant.

Inconvénients :

● Ils produisent de faibles charges.

● Lorsqu'ils sont utilisés pour de fortes charges, **ces appareils sont bruyants.** La vitesse périphérique de leurs pales peut atteindre plus de 150 [m/s] **(fig. 3.2.w).**

● **Leur rendement est généralement médiocre** et inférieur à 60 [%] **(fig. 3.2.z).**

VENTILATEURS HÉLICO-CENTRIFUGES

Ces ventilateurs sont parfois appelés ventilateurs axiaux. Leurs avantages et inconvénients sont un compromis entre ceux des ventilateurs centrifuges et ceux des ventilateurs hélicoïdes. Ils possèdent tous les avantages des ventilateurs hélicoïdes (voir précédemment), sans en supporter les inconvénients majeurs. Ainsi :

— ils peuvent donner des pressions plus grandes mais sans atteindre celles des ventilateurs centrifuges

— ils ont un meilleur rendement (compris entre 60 et 80 [%]

— leur niveau sonore est sensiblement réduit.

Ces ventilateurs sont surtout utilisés comme ventilateurs aspirants, donc comme extracteurs.

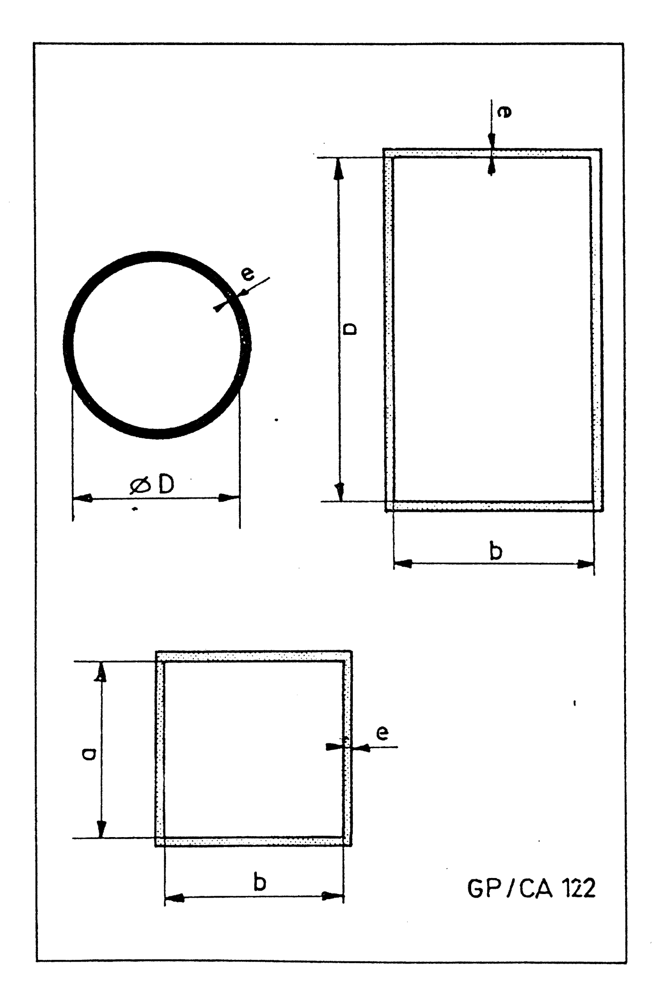
3.3 - LES CONDUITS D'AIR

3.3.1 - Généralités

Les conduits d'air ont pour rôle essentiel de transporter les différents airs dans une installation de climatisation.

On peut considérer trois catégories de conduits d'air **(fig. 1.1.b,** Quatrième Partie) :

Fig. 3.3.a — Différentes formes de conduits d'air



— les **conduits de distribution** qui transportent l'air traité depuis la Centrale de traitement jusqu'aux locaux à climatiser

— les **conduits de reprise** qui extraient l'air des locaux climatisés pour en rejeter une partie et ramener l'autre partie vers la Centrale

— les **conduits de recyclage** qui transportent l'air extrait des locaux climatisés vers la Centrale de traitement de l'air.

D'après le **matériau** qui constitue ces conduits et selon **le mode de fabrication,** on classe généralement les conduits d'air en deux catégories :

- les **conduits à section circulaire,** qui sont caractérisés par un **diamètre D** et une **épaisseur e**
- les **conduits à section carrée ou rectangulaire,** qui sont caractérisés par une **hauteur b,** une **largeur a** et une **épaisseur e.**

Déterminer un réseau de conduits d'air, c'est :

- calculer les **dimensions des conduits** (diamètre ou section) en fonction du débit volumique qu'ils transportent
- calculer ensuite la **résistance maximale des circuits** (pertes de charge totales), de façon à choisir le type de ventilateur nécessaire à l'écoulement continu de l'air.

3.3.2 - Calcul des dimensions des conduits

Les dimensions d'un conduit d'air se déterminent lorsqu'on connaît :

— le **débit volumique horaire** du tronçon (1) envisagé.

On l'exprime en mètres cubes par heure [m³/h] ou en mètres cubes par seconde [m³/s]

— la **vitesse admissible dans le tronçon.**

La vitesse dans un tonçon est la **vitesse moyenne** dans une section du tronçon. Cette vitesse moyenne est obtenue par la relation :

$$\underset{[m/s]}{W} = \frac{q_v}{A} \qquad (3.3.A)$$

q_v : débit volumique [m³/s]

A : aire de la section du tronçon [m²]

ou encore

$$\underset{[m/s]}{W} = \frac{q'_v}{3600\ A} \qquad (3.3.B)$$

q'_v : débit volumique horaire [m³/h].

Nous avons montré aux paragraphes 1.2 à 1.4 de la Quatrième Partie de notre étude, comment se calculaient les débits volumiques des différents circuits, de sorte que, pour une installation donnée, nous considérerons ces débits connus.

Les vitesses admissibles dans les différents tronçons sont généralement fixées par des considérations économiques qui dépendent :

— de la **nature de l'installation** de climatisation (climatisation de confort ou climatisation industrielle)

— de la **position du circuit** (circuit dans des locaux occupés, circuit en gaine technique, circuit dans des locaux techniques ou dans la centrale de traitement de l'air). Cette deuxième condition fait surtout intervenir des considérations de bruit possible

— de **facteurs d'exploitation économique** de l'installation. Des vitesses inutilement élevées entraîneraient des consommations d'énergie électrique trop importantes et inversement, de très faibles vitesses conduiraient à dimensionner les conduits trop largement.

(1) Dans la suite de notre étude, nous appellerons « tronçon » une partie de conduit de dimensions constantes.

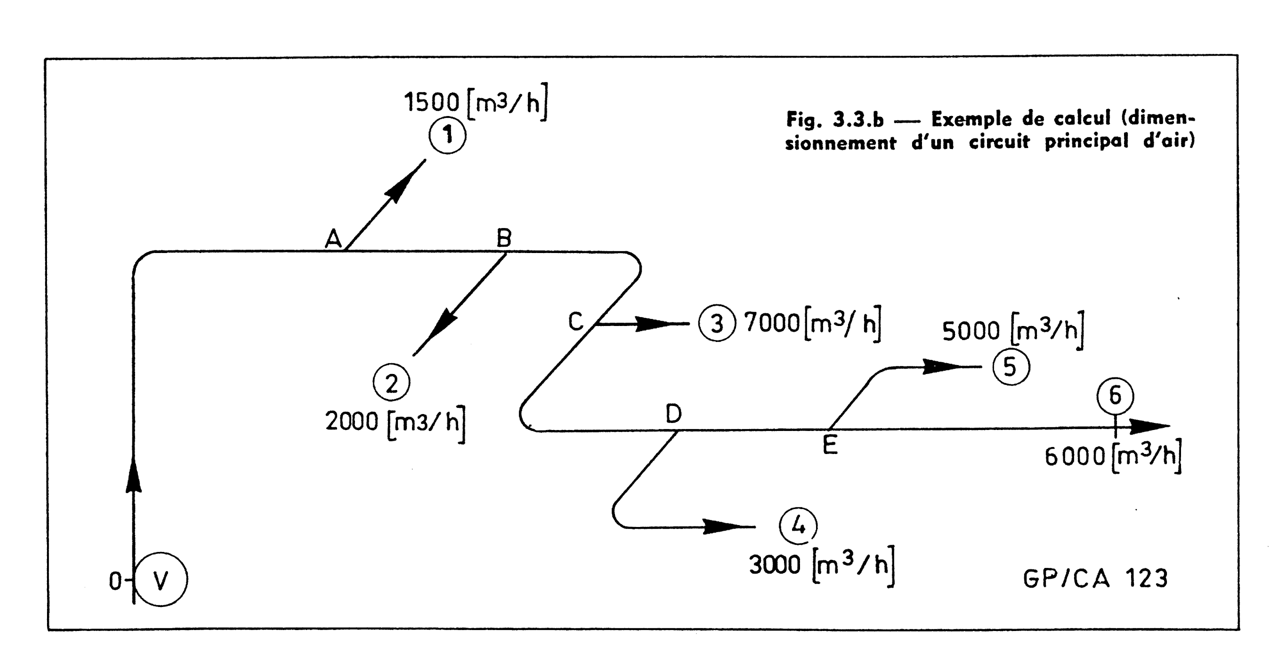


Fig. 3.3.b — Exemple de calcul (dimensionnement d'un circuit principal d'air)

TABLEAU 3.3.I — VITESSES MOYENNES OPTIMALES RECOMMANDEES DANS LES DIFFERENTS CIRCUITS D'UNE INSTALLATION DE CLIMATISATION

TYPE D'INSTALLATION	DEBIT MAXIMAL D'AIR TRAITE [m³/h]	VITESSE RECOMMANDEE [m/s] conduit principal	VITESSE RECOMMANDEE [m/s] conduit secondaire
Climatisation de type individuel (appartements			
pavillons	500 à 1 000	1 à 3	1
salle de réunion	1 000 à 3 000	3 à 5	1 à 2
local ordinateur, boutique, etc...)	3 000 à 5 000	3 à 5	1 à 3
	5 000 à 10 000	5 à 7	1 à 3
Climatisation de confort			
• **Installations centralisées**			
— locaux résidentiels	—	3 à 5	1 à 3
— locaux publics ...	—	5 à 7	1 à 3
— locaux industriels	—	5 à 10	2 à 5
• **Installations semi-centralisées**			
locaux résidentiels			
— conduit à basse vitesse	—	3 à 7	3 à 5
— conduit à moyenne vitesse	—	5 à 10	3 à 5
— conduit à grande vitesse	—	10 à 20	5 à 10
locaux publics			
— conduit à moyenne vitesse	—	5 à 10	3 à 5
— conduit à grande vitesse	—	10 à 25	5 à 10
locaux industriels ...		7 à 12	3 à 7

TABLEAU 3.3.II

DESIGNATION DU TRONÇON	DEBIT VOLUMIQUE [m³/h]	DEBIT VOLUMIQUE [m³/s]	VITESSE [m/s]	SECTION [m²]	DIMENSION DU TRONÇON [mm]
O A	24 500	6,8	5	1,35	500 × 2 700
A B	23 000	6,4	5,1	1,25	500 × 2 500
B C	21 000	5,84	5,07	1,15	500 × 2 300
C D	14 000	3,88	5,17	0,75	500 × 1 500
D E	11 000	3,06	5,1	0,60	500 × 1 200
A 1	1 500	0,416	3	0,14	300 × 470
B 2	2 000	0,555	3	0,18	300 × 600
C 3	7 000	1,94	3	0,65	500 × 1 300
D 4	3 000	0,835	3	0,28	500 × 560
E 5	5 000	1,39	3	0,46	500 × 920
E 6	6 000	1,67	3	0,55	500 × 1 100

Le **tableau 3.3.I** recommande les **vitesses moyennes optimales et économiques** à adopter dans un tronçon déterminé d'une installation de climatisation.

Ainsi, connaissant le **débit volumique** d'un tronçon et la **vitesse moyenne optimale,** on en déduit par les relations (3.3.A) et (3.3.B) l'aire de la section du conduit et par conséquent les dimensions du tronçon.

EXEMPLE :

Considérons le circuit principal d'une installation de climatisation semi-centralisée et à basse vitesse représenté en **figure 3.3.b.** En supposant les conduits métalliques à section rectangulaire et la hauteur **b** du conduit fixée à 500 ou 300 [mm], calculer, d'après les valeurs du **tableau 3.3.I,** les dimensions de chaque tronçon.

Le **tableau 3.3.I** recommande dans le circuit principal une vitesse comprise entre 3 et 7 [m/s]. Adoptons 5 [m/s] environ. Dans les circuits de distribution, nous prendrons 3 [m/s]. Les dimensions des différents tronçons sont rassemblées dans le **tableau 3.3.II.**

REMARQUE :

Les dimensions des conduits ne se fixent généralement pas d'une façon arbitraire. Les principaux facteurs à considérer sont les suivants :

— dimensions nominales (éventuellement normalisées) des matériaux livrés par le constructeur (dimension des tôles, des plaques, des conduits préfabriqués)

— encombrement mis à la disposition de l'installateur par l'architecte dans la construction.

3.3.3 - Calcul des pertes de charge des conduits d'air

Après avoir dimensionné les différents tronçons d'un circuit d'air, calculons la **résistance maximale** du circuit ou les pertes de charge totales en vue de déterminer le ventilateur le mieux adapté à l'installation.

a) Définition de la charge en un point d'un conduit

Considérons le montage expérimental de la **figure 3.3.c.** Il permet de **mesurer** au point M la pression totale de l'air en mouvement à l'intérieur du conduit (voir paragraphe 3.1.2.).

D'après ce que nous avons exposé au paragraphe 3.1.3 (4[me] Partie), l'énergie volumique au point M est égale à la pression totale en ce point **si nous négligeons l'énergie due à la pesanteur,** c'est-à-dire l'altitude de h_M du point **M.**

On peut écrire (relation 3.1.F) :

$$E_v = p + p_d \qquad (3.1.F)$$

[J/m³] [Pa]

En tenant compte de l'énergie due à la pesanteur, nous obtenons **l'énergie volumique totale :**

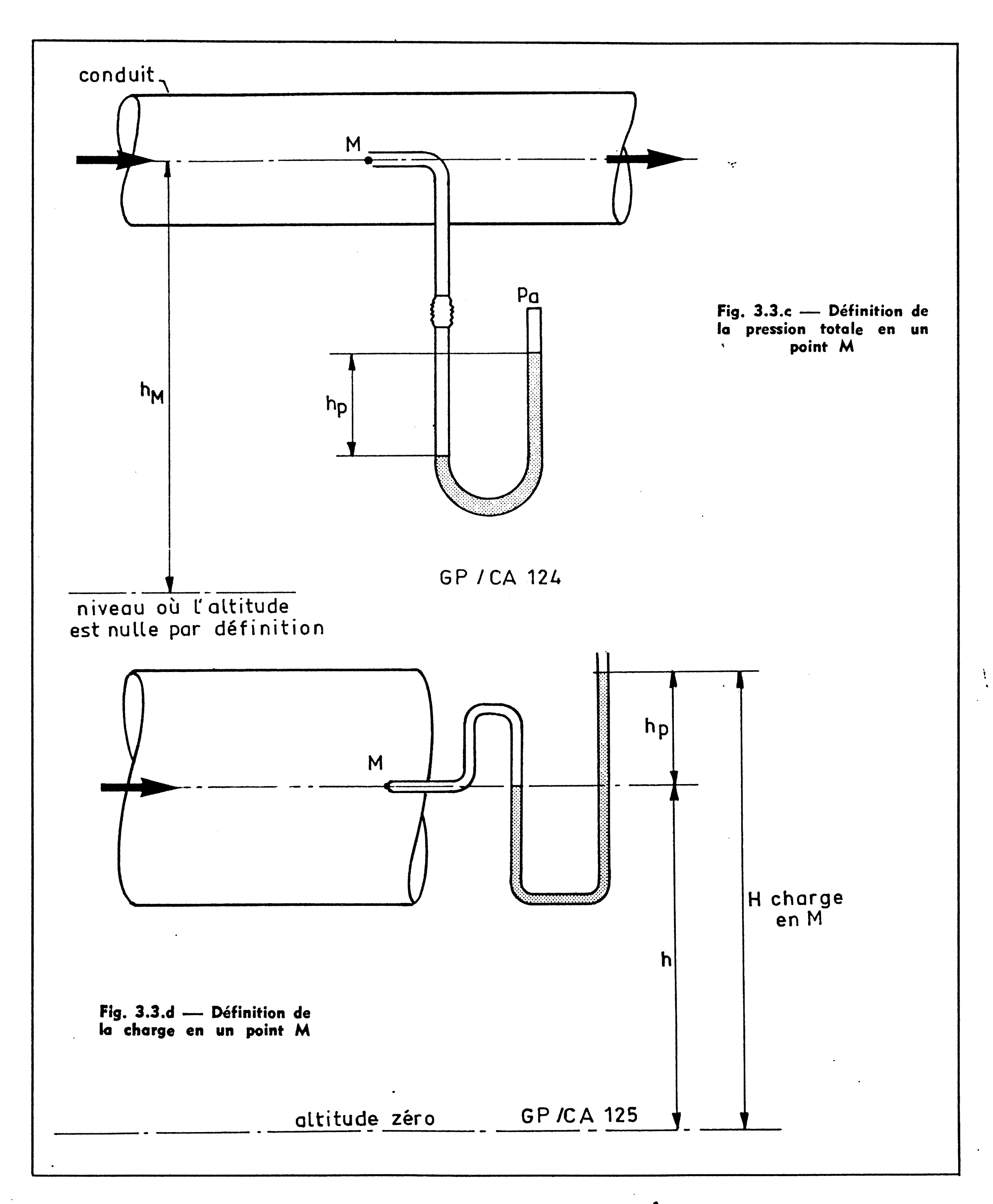


Fig. 3.3.c — Définition de la pression totale en un point M

Fig. 3.3.d — Définition de la charge en un point M

$$E_{v,M} = p_{t,M} + \varpi \cdot h_M \qquad (3.3.C)$$

$[J/m^3]$ $[Pa]$ $[N/m^3][m]$

ϖ : poids volumique de l'air dans le tronçon envisagé.

Ce terme $\varpi \cdot h$ représente l'énergie que produirait 1 [m³] d'air se déplaçant verticalement sous l'action de son poids jusqu'au niveau zéro.

Par définition, l'énergie volumique totale que possède l'air en mouvement au point M est appelée « la charge » en ce point.

La **figure 3.3.d** permet de concrétiser cette notion de

« charge ». Elle est repésentée par la somme H de la pression totale h_p et de la hauteur d'air h.

EXEMPLE :

Calculer la charge en un point **M** d'un conduit, sachant que l'air sec est à une température de 60 [°C], que la vitesse en **M** est 8 [m/s], que la pression effective au point **M** est 30 [Pa] et que l'altitude du point **M** est 500 [m].

La pression totale **absolue est donnée par la relation :**

$$p_{t,M} = p_e + \frac{W^2}{2} \cdot \rho + p_a$$

dans laquelle

p_e = 30 [Pa] (pression effective)

W = 8 [m/s]

p_a = pression atmosphérique à 500 [m], soit approximativement 95.000 [Pa] **(fig. 2.1.a,** 1re partie, page 12).

ρ_{60} = 1 [kg/m³] **(fig 2.1.a),** 1re partie).

Donc :

$$p_{t,M} = 30 + 32 + 95.000 = 95.062 \; [P_a]$$

D'autre part,

$$\varpi . h = \rho \cdot g \cdot h = 9{,}81 \times 500$$

$$\varpi h = 4905 \; [P_a] \text{ ou } [N/m^2]$$

Par conséquent :

$$E_{v,M} = p_{t,M} + \varpi h$$

$$= 95.062 + 4.905$$

$$E_{v,M} = 99.967 \; [J/m^3] \text{ ou } [P_a]$$

REMARQUE :

De ce qui précède, nous déduirons que la charge en un point n'est autre que l'énergie disponible par unité de volume [J/m³]. Elle peut s'exprimer aussi en unité de pression, c'est-à-dire en pascals.

On rappelle que

$$1 \, [J/m^3] \triangleq 1 \, [P_a]$$

Par conséquent, la charge en un point peut se représenter par une hauteur d'eau, de mercure, d'alcool, etc...

b) Définition de la perte de charge

La diminution de l'énergie volumique (ou perte), entre deux points **M₁** et **M₂** est due :

— aux frottements de l'air dans les conduits

— aux variations de niveau dues au tracé des conduits dans l'installation.

Ces variations de l'énergie volumique sont appelées **les pertes de charge.**

Elles sont représentées à la **figure 3.3.e** (page suivante) par la différence :

$$E_{v,M_1} - E_{v,M_2} = H_1 - H_2 \qquad \textbf{(3.3.D)}$$

que l'on peut expliciter par la relation :

$$H_1 - H_2 = \left(p_{t,M_1} + \varpi h_{M_1}\right) - \left(p_{t,M_2} + \varpi h_{M_2}\right)$$

soit

$$H_1 - H_2 = \left(p_{t,M_1} - p_{t,M_2}\right) + \varpi\left(h_{M_1} - h_{M_2}\right) \qquad \textbf{(3.3.E)}$$

A condition évidemment que l'on suppose le poids volumique de l'air constant entre **M₁** et **M₂**.

Cas particulier important : conduit horizontal

Dans ce cas,

$$h_{M_1} = h_{M_2}$$

et la relation 3.3.E devient :

$$H_1 - H_2 = p_{tM_1} - p_{tM_2} \qquad \textbf{(3.3.F)}$$

Dans un conduit horizontal dans lequel l'air peut être considéré à température constante, les pertes de charge sont égales à la chute de la pression totale.

Dans le cas particulier où la section est constante et le conduit horizontal on a :

$$H_1 - H_2 = p_{e,1} - p_{e,2}$$

c) Etude des pertes de charge

Pour calculer les pertes de charge d'un tronçon, on pourrait mesurer la pression totale entre deux points ou la pression totale moyenne dans une section, ce qui suppose que le conduit soit installé et déjà dimensionné.

Cette méthode serait longue et fastidieuse et ne permettrait pas de **déterminer a priori** le type de ventilateur.

Pour calculer la résistance maximale d'un circuit après l'avoir dimensionné, on est donc amené à étudier les pertes de charge en recherchant les différents facteurs dont elles dépendent.

La théorie et l'expérience montrent que les pertes de charge peuvent se classer en deux catégories :

- **Les pertes de charges dites réparties :**

Elles interviennent dans les tronçons **de longueur droite** dont le diamètre ou la section est constante. Elles sont proportionnelles à la longueur droite ℓ du tronçon.

On peut écrire :

$$\Delta H_\ell = j \cdot \ell \qquad \text{(3.3.G)}$$

$$[Pa] \quad [Pa/m] \quad [m]$$

j est appelé la **perte de charge unitaire** (ou par unité de longueur de tronçon) et s'exprime en pascal par mètre [Pa/m].

- **Les pertes de charge dites singulières :**

Ce sont les pertes de charge qui n'entrent pas dans la catégorie précédente. Elles concernent les **tronçons coniques** (élargissement ou rétrécissement de la section), **les coudes, les branchements**, etc... On classe dans cette catégorie les pertes de charge relatives aux divers appareils installés sur les conduits : clapets, filtres, diaphragmes, batteries, laveur, bouches de soufflage et de reprise.

Généralement, ces pertes de charge sont **localisées** dans le circuit.

L'expérience montre que ces pertes de charge singulières sont proportionnelles à la pression dynamique de l'air.

$$\Delta H_s = \xi \cdot p_d \qquad \text{(3.3.H)}$$

$$[Pa] \qquad [Pa]$$

ξ : **Coefficient de perte de charge singulière (lire « dzéta »)**

C'est un coefficient **sans dimension** qui **caractérise** le type et la forme de la singularité.

On peut le considérer, en première approximation, indépendant de la vitesse moyenne de l'air dans la section de la singularité

p_d : pression dynamique moyenne de l'air dans la section de la singularité [Pa].

La relation 3.3.H peut encore s'écrire :

$$\Delta H_s = \xi \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \rho \qquad \text{(3.3.I)}$$

Les pertes de charge totales d'un réseau de conduits constitué de longueurs droites et de singularités peut se calculer par la relation générale :

$$\Delta H_t = \Sigma\, j \cdot \ell + \Sigma\, \xi \cdot \frac{W^2}{2}\, \rho \qquad \text{(3.3.J)}$$

ETUDE D'UN CAS

Calculer les pertes de charge totales du conduit principal représenté **figure 3.3.f.** Ce conduit est en töle galvanisée et sa section est circulaire.

L'air est supposé à la température constante de 50 [°C]. La pression atmosphérique locale est 101.000 [Pa].

On déduira de ce calcul, la charge minimale du ventilateur **V** ainsi que la puissance du moteur d'entraînement en watts (rendement global du ventilateur η = 0,7).

Représenter graphiquement les variations des pertes de charge totales en fonction de la longueur du conduit principal.

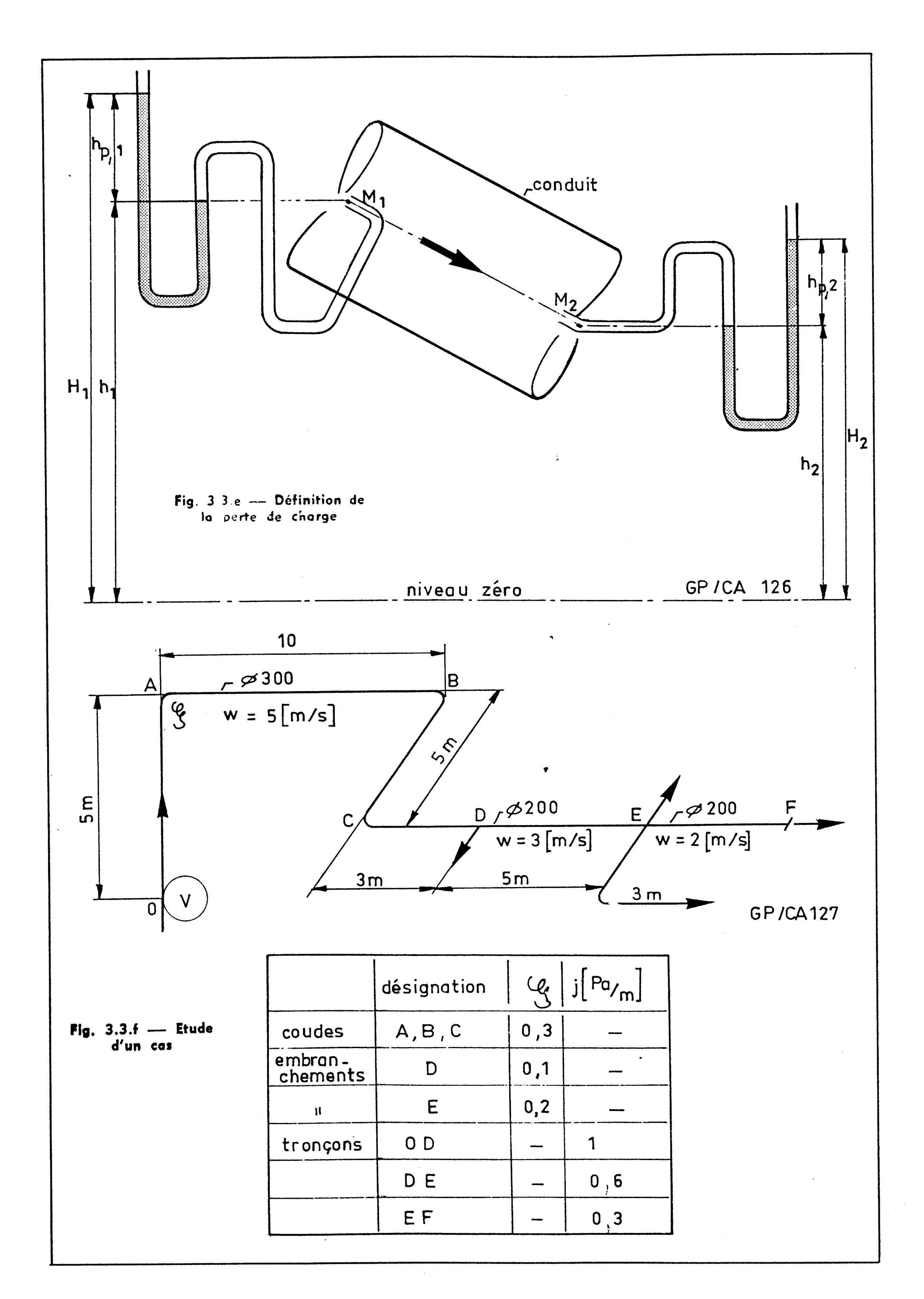


Fig. 3.3.e — Définition de la perte de charge

Fig. 3.3.f — Etude d'un cas

	désignation	ζ	j [Pa/m]
coudes	A, B, C	0,3	—
embranchements	D	0,1	—
"	E	0,2	—
tronçons	O D	—	1
	D E	—	0,6
	E F	—	0,3

Solution du cas précédent (fig. 3-3.f)

Le détail du calcul des pertes de charge de chaque tronçon du circuit représenté à la **figure 3.3.f** est donné par le **tableau 3.3.III.**

La masse volumique de l'air supposée constante est calculée à l'aide du **diagramme 2.1.a** (Première Partie).

$$\rho = 1{,}1 \quad [kg/m^3]$$

Le total des pertes de charge est environ 42 [Pa]. La **charge minimale du ventilateur** est donc

$$\Delta p = \underline{42} \quad [Pa]$$

Le **débit volumique moyen** du ventilateur est

$$q_{v,m} = A . w$$

soit :

$$q_{v,m} = 0{,}071 \times 5$$

$$q_{v,m} = 0{,}355 \quad [m^3/s]$$

La **puissance du moteur d'entraînement** se calcule par la relation 3.2.E :

$$W = \frac{\Delta p \cdot q_{vm}}{\eta}$$

soit :

$$W = \frac{42 . 0{,}355}{0{,}7}$$

$$W = \underline{21{,}3} \quad [W]$$

La représentation graphique des pertes de charge en fonction de la longueur du conduit principal est donnée à la **figure 3.3.g.**

d) Calcul des pertes de charge réparties

CAS D'UN CONDUIT CYLINDRIQUE

L'expérience montre que les pertes de charge réparties dans un tronçon de conduit cylindrique de diamètre intérieur **D** et de longueur **l** sont :

— **proportionnelles à la longueur l** du conduit

— **proportionnelles à la pression dynamique** de l'air

$$p_d = \frac{w_m^2}{2} \rho$$

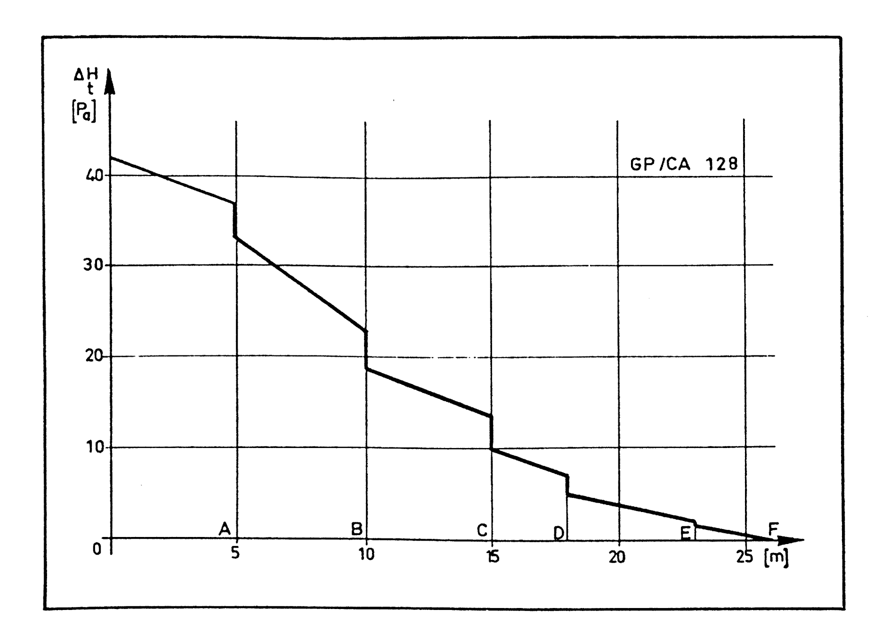
— **inversement proportionnelles au diamètre D** du conduit.

On a la relation générale :

TABLEAU 3.3.III — PERTES DE CHARGE DES DIFFERENTS TRONÇONS DU CONDUIT PRINCIPAL DE LA FIGURE 3.3.f

REPERE DU TRONÇON	qm [kg/s]	ρ [kg/m³]	qv [m³/s]	w [m/s]	S [m²]	D [m]	j [Pa/m]	L [m]	jL [Pa]	$\frac{w^2}{2}\rho$ [Pa]	ζ	$\zeta \frac{w^2}{2}\rho$ [Pa]	P dc [Pa]
OA	0,39	1,1	0,355	5	0,071	0,3	1	5	5	—	—		5
Coude A	0,39	1,1	0,355	5	0,071		—	—	—	13,7	0,3	4,1	4,1
AB	0,39	1,1	0,355	5	0,071	0,3	1	10	10	—	—		10
Coude B	0,39	1,1	0,355	5	0,071		—	—	—	13,7	0,3	4,1	4,1
BC	0,39	1,1	0,355	5	0,071	0,3	1	5	5	—	—		5
Coude C	0,39	1,1	0,355	5	0,071		—	—	—	13,7	0,3	4,1	4,1
CD	0,39	1,1	0,355	5	0,071	0,2	1	3	3	—	—		3
Embrt D	0,39	1,1	0,355	5	0,071		—	—	—	13,7	0,1	1,4	1,4
DE	0,10	1,1	0,093	3	0,031	0,2	0,6	5	3	—	—		3
Embrt E	0,10	1,1	0,093	3	0,031		—	—	—	5	0,2	1	1
EF	0,067	1,1	0,062	2	0,031	0,2	0,3	3	0,9	—	—	—	0,9
			Débit	Vitesse	Section								41,6

Fig. 3.3.g — Représentation graphique des pertes de charge (étude du cas précédent)



$$\Delta H_\ell = \Lambda \frac{\ell}{D} \cdot P_d$$

soit :

$$\Delta H_\ell = \Lambda \cdot \frac{\ell}{D} \cdot \frac{w_m^2}{2} \cdot \rho$$

Λ (1) est le **coefficient de perte de charge unitaire.** C'est un coefficient sans dimension.

En faisant intervenir la perte de charge unitaire (par unité de longueur du tronçon), on en déduit :

$$j = \frac{\Delta H \ell}{\ell}$$

ou

$$\underset{[Pa/m]}{j} = \Lambda \cdot \underset{[m]}{\frac{1}{D}} \cdot \underset{[m/s]}{\frac{w_m^2}{2}} \cdot \underset{[kg/m^3]}{\rho} \qquad (3.3.K)$$

Si l'on veut exprimer j en hauteur d'eau, la relation 3.3.K devient :

$$\underset{[mm\ eau/m]}{j} = \frac{\Lambda}{9{,}81} \cdot \underset{[m]}{\frac{1}{D}} \cdot \underset{[m/s]}{\frac{w_m^2}{2}} \cdot \underset{[kg/m^3]}{\rho}$$

En effet, nous savons que :

$$1\ [mm\ eau] = 9{,}81\ [Pa]$$

On a alors :

$$\underset{[mm\ eau/m]}{j} = 0{,}102\ \Lambda\ \underset{[m]}{\frac{1}{D}}\ \underset{[m/s]}{\frac{W_m^2}{2}}\ \underset{[kg/m^3]}{\rho} \qquad (3.3.L)$$

Etude du coefficient de perte de charge unitaire

Ce coefficient Λ est très important car il caractérise véritablement les pertes de charge. Il résulte :

— du frottement de l'air sur le conduit

— des frottements des filets d'air entre eux au cours de l'écoulement.

En aéraulique et pour des vitesses d'air comprises entre 1 [m/s] et 20 [m/s], l'expérience montre que le coefficient Λ est fonction de la **rugosité du conduit** et du **régime d'écoulement.**

- **Rugosité du conduit :**

La rugosité des conduits dépend essentiellement de la **nature du matériau** qui les constitue.

C'est une notion très difficile à caractériser, car les facteurs géométriques dont elle dépend sont multiples.

On appelle **rugosité absolue**, la hauteur moyenne ε (2) des aspérités de la paroi intérieure d'un conduit **(fig. 3.3.h).**

1 — Lire « grand lambda ».

2 — Lire « epsilonn ».

NATURE DU MATERIAU	RUGOSITE ABSOLUE ε [mm]
Matières plastiques	0,002
Aluminium	0,002
Amiante-ciment	0,015
Acier inoxydable	0,05
Acier noir laminé	0,10
Acier galvanisé	0,15 à 0,20
Conduits agrafés en spirale	0,5
Plâtre	0,2
Bois-contreplaqué	0,1 à 0,5
Panneau de fibre	0,5
Toile armée	0,3
Béton lisse	0,3 à 0,8
Laine de verre	0,1 à 0,3
Béton brut de décoffrage ..	1 à 3
Paroi de briques	2
Béton grossier	5
Tôle d'acier rivée	1 à 3

TABLEAU 3.3.IV — RUGOSITE ABSOLUE DE QUELQUES MATERIAUX NEUFS

Le **tableau 3.3.IV** donne quelques valeurs de la rugosité absolue des matériaux neufs habituellement utilisés pour la fabrication des conduits d'air.

Suivant les valeurs de la rugosité absolue ε, on peut classer les conduits en quatre catégories :

— les **conduits très lisses** :

$$\varepsilon \leqslant 0{,}002 \; [mm]$$

— les **conduits lisses** :

$$0{,}002 < \varepsilon \leqslant 0{,}015 \; [mm]$$

— les **conduits rugueux** :

$$0{,}015 < \varepsilon \leqslant 0{,}1 \; [mm]$$

— les **conduits très rugueux** :

$$\varepsilon > 0{,}1 \; [mm]$$

REMARQUE :

La rugosité n'a de signification que si on la compare au diamètre du conduit. Il est évident que l'influence d'une certaine rugosité ε sur la résistance à l'écoulement de l'air est bien plus grande dans un conduit de petit diamètre que dans un conduit de grand diamètre. C'est la raison pour laquelle on définit la **rugosité relative** par la relation :

$$\frac{\varepsilon}{D}$$

C'est un nombre sans dimension qui a une importance fondamentale dans le calcul de Λ et par conséquent des pertes de charge.

● **Régime d'écoulement :**

L'air étant un **fluide réel** donc **visqueux**, son écoulement dans un conduit entraîne des frottements à l'intérieur du fluide par suite du glissement des différentes couches d'air les unes sur les autres.

Lorsque, dans un conduit cylindrique de diamètre **D**, on fait varier la vitesse de l'air, la répartition des vitesses dans une même section du conduit varie en fonction de la vitesse.

— **Pour de très faibles valeurs de la vitesse,** la répartition des vitesses dans une même section peut se représenter par une courbe très allongée **(fig. 3.3.i)**. Les couches d'air **glissent** les unes sur les autres sans se mélanger : on dit que **l'écoulement est laminaire.**

Sur les parois du conduit, la vitesse est nulle et sur l'axe du conduit se situe la vitesse maximale. C'est ce qui explique l'absence de frottements entre l'air et le conduit. Dans ce « régime » d'écoulement, les pertes de charge sont **indépendantes de la rugosité** des parois, mais **dépendent essentiellement de la viscosité de l'air.**

— **A partir d'une certaine vitesse appelée vitesse critique,** la répartition des vitesses change de

Fig. 3.3.h — Rugosité absolue d'un conduit

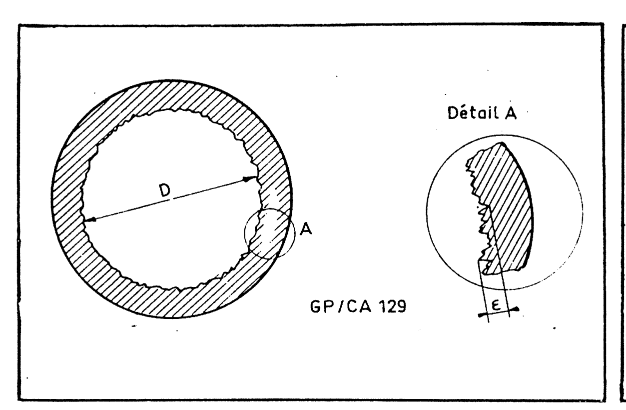
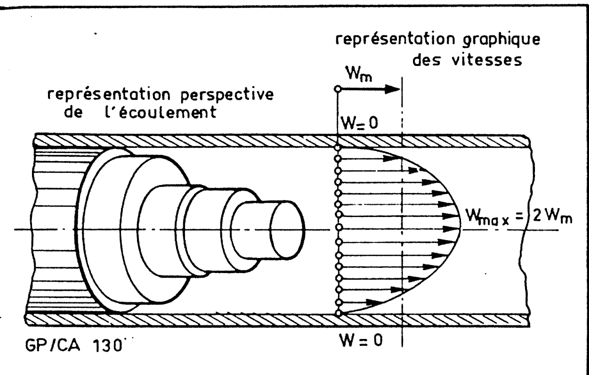


Fig. 3.3.i — Répartition des vitesses à l'intérieur d'un conduit cylindrique (écoulement laminaire)



forme, les couches d'air se mélangent constamment ; on dit que l'écoulement est **turbulent (fig. 3.3.j).**

L'étude de ce régime d'écoulement fait apparaître un noyau turbulent enrobé d'une couche limite très mince dans laquelle on peut considérer que l'écoulement est sensiblement laminaire.

En régime turbulent, les pertes de charge sont dues d'une part au **frottement de cette couche limite contre les parois du conduit,** d'autre part aux **frottements internes résultant de la turbulence de l'air.**

Dans ce cas, le coefficient Λ dépend :

- de la **rugosité relative** du conduit $\frac{\varepsilon}{D}$
- de la **viscosité de l'air.**

REMARQUE :

En aéraulique, les vitesses admises dans les installations de climatisation sont largement supérieures aux vitesses critiques.

Par exemple, dans un conduit rugueux de 100 [mm] de diamètre, la vitesse critique à partir de laquelle apparaît l'écoulement turbulent est 0,36 [m/s].

Tous les écoulements que nous considérons en climatisation seront donc turbulents.

- **Nombre de Reynolds R_e :**

Le nombre de Reynolds a une importance fondamentale en aéraulique (et, d'une façon générale, en mécanique des fluides), car il permet de caractériser la nature du régime d'écoulement. Il permet de reconnaître s'il y a écoulement laminaire ou turbulent.

Le nombre de Reynolds est un **nombre sans dimension** qui se calcule par la relation :

$$R_e = \frac{w_m \cdot D}{\nu}$$

w_m : vitesse moyenne de l'air dans une section du conduit [m/s]

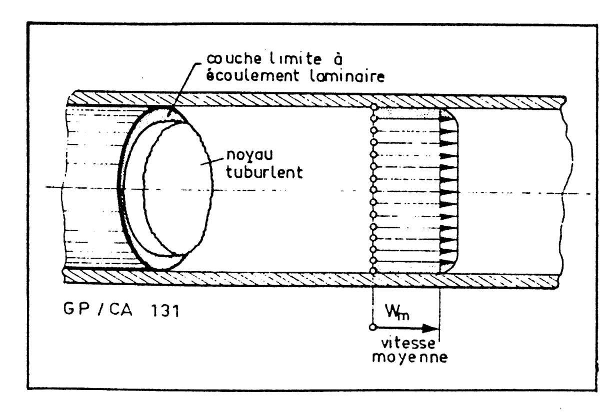


Fig. 3.3.j — Répartition des vitesses à l'intérieur d'un conduit cylindrique (écoulement turbulent)

D : diamètre intérieur du conduit [m]

ν(3) : viscosité cinématique de l'air [m²/s].

L'expérience montre que

— si $R_e < 2\,300$: l'écoulement est sûrement **laminaire**

— si $R_e > 2\,300$: l'écoulement est **turbulent.**

Au nombre de Reynolds Re = 2 300 correspond la **vitesse critique de l'écoulement.**

- **Variations de Λ :**

En régime turbulent, c'est-à-dire dans la plupart des cas en aéraulique, le coefficient Λ dépend :

— de la rugosité relative du conduit $\frac{\varepsilon}{D}$

— du nombre de Reynolds R_e.

Les variations de Λ en fonction de $\frac{\varepsilon}{D}$ et de R_e sont représentées à la **figure 3.3.k** (courbes de NIKURADZE).

On remarque d'après ce diagramme que, pour des nombres de Reynolds inférieurs à 2 300 (régime laminaire), la valeur de Λ est indépendante de la rugosité du conduit et inversement proportionnelle à R_e.

On a dans ce cas

$$\Lambda = \frac{64}{R_e}$$

(3)— Lire « nu ».

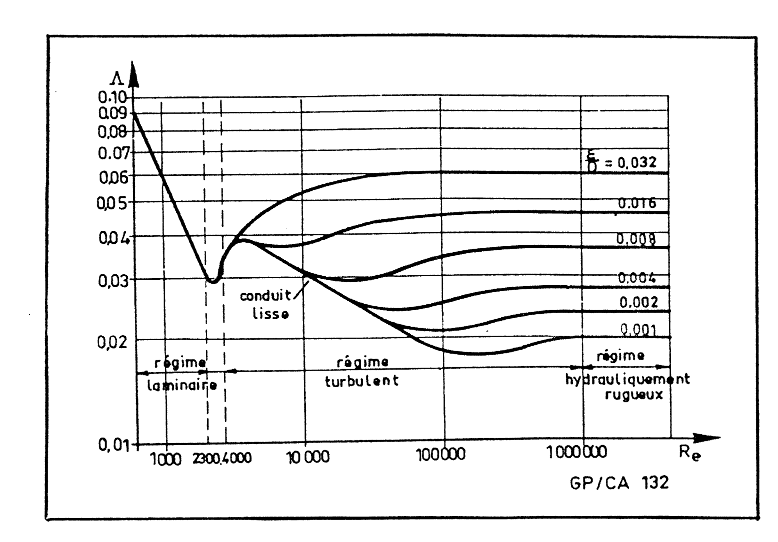


Fig. 3.3.k — Variation du coefficient de pdc en fonction de la rugosité relative et du nombre de Reynolds

Pour des valeurs de R_e supérieures à 4 000, le régime est franchement turbulent. Λ augmente sensiblement en fonction de la rugosité relative et de R_e.

A partir d'une valeur de R_e égale à un million environ, les courbes de variation de Λ deviennent sensiblement horizontales ; Λ est indépendant de R_e et demeure constant pour une rugosité déterminée. Le régime d'écoulement est dit **hydrauliquement rugueux.**

Diagramme de calcul des pertes de charge

Nous avons montré précédemment que Λ pouvait varier dans un intervalle de valeurs assez large (de 0,02 à 0,06).

Pour simplifier les calculs des pertes de charge, on a donc réparti les conduits, en fonction de leur rugosité absolue, en quatre grandes catégories que nous rappelons :

— les conduits très lisses : $\varepsilon \leqslant 0{,}002$ [mm]

— les conduits lisses : $0{,}002 < \varepsilon \leqslant 0{,}015$ [mm]

— les conduits rugueux : $0{,}015 < \varepsilon \leqslant 0{,}1$ [mm]

— les conduits très rugueux : $\varepsilon > 0{,}1$ [mm]

A chacune de ces catégories correspond une valeur moyenne de Λ qui, à **température et pression constantes de l'air,** varie uniquement en fonction du nombre de Reynolds

$$R_e = \frac{w_m \cdot D}{\nu}$$

ν : peut être considéré constant si la température et la pression de l'air sont constantes dans le tronçon

w_m : s'exprime en fonction du débit volumique par la relation :

$$w_m = \frac{q_v}{A} = \frac{4\ q_v}{\pi D^2}$$

Donc :

$$R_e = \frac{4\ q_v}{\nu \pi D}$$

Par conséquent, pour une température et une pression constantes, Λ est fonction du débit volumique et du diamètre du conduit. Il en est de même pour j :

$$j = \Lambda \frac{1}{D} \frac{w_m^2}{2} \rho$$

qui peut encore s'écrire, en remarquant que

$$w_m = \frac{4\ q_v}{\pi D^2}$$

$$j = 0{,}81\ \rho \cdot \Lambda\ \frac{q_v^2}{D^5} \quad \begin{matrix} [m^3/s] \\ [Pa/m]\ [kg/m^3]\ [m] \end{matrix} \qquad (3.3.M)$$

En conclusion, pour une température et une pression d'air constantes et pour chaque catégorie de rugosité de conduit, la perte de charge unitaire peut se calculer en fonction du débit volumique q_v et du diamètre du conduit D (relation 3.3.M).

Les quatres diagrammes de calcul de pertes de charge réparties correspondant aux quatre rugosités des conduits sont représentés aux **figures 3.3.l à 3.3.o.**

Ces diagrammes sont établis pour de l'air à 15 [°C] sous une pression absolue de 101.300 [Pa].

Nous donnerons plus loin les corrections à effectuer lorsque l'air sera à des conditions de température et de pression différentes.

EXEMPLES DE LECTURE :

● Considérons un tronçon de conduit cylindrique en tôle noire (conduit lisse) de diamètre intérieur 0,2 [m] parcouru par un débit de 720 [m³/h] soit 0,2 [m³/s].

La lecture du **diagramme 3.3.m** indique une perte de charge répartie de 3 [Pa/m] soit environ 0,3 [mm eau/m].

● On considère un conduit en tôle agrafée en spirale, donc très rugueux, dans lequel le débit d'air est 1 [m³/s].

Sachant que l'on ne veut pas dépasser une perte de charge unitaire de 1 [Pa/m], quel doit être le diamètre intérieur minimal de ce conduit ?

Le diagramme de la **figure 3.3.o** indique un diamètre minimal de 0,5 [m] environ.

CAS D'UN CONDUIT NON CYLINDRIQUE

Les diagrammes de calcul de pertes de charge réparties des **figures 3.3.l à 3.3.o** sont établis pour des conduits cylindriques où n'intervient qu'une seule dimension : le diamètre intérieur **D.**

Lorsque le conduit a une forme rectangulaire ou carrée, c'est-à-dire deux dimensions **a** et **b,** on détermine le diamètre fictif de la conduite cylindrique qui présenterait les mêmes pertes de charge réparties étant traversée par le même débit.

Ce diamètre est appelé le **diamètre équivalent** D_e. Le diagramme de la **figure 3.3.p** permet de calculer le **diamètre équivalent d'un conduit rectangulaire ou carré lorsqu'on connaît les deux dimensions a et** b.

REMARQUES :

D'après la définition que nous avons donnée du conduit cylindrique équivalent à un conduit rectangulaire ou carré, les vitesses ne sont pas les mêmes à l'intérieur de ces deux conduits, sinon ils auraient tous deux la même section.

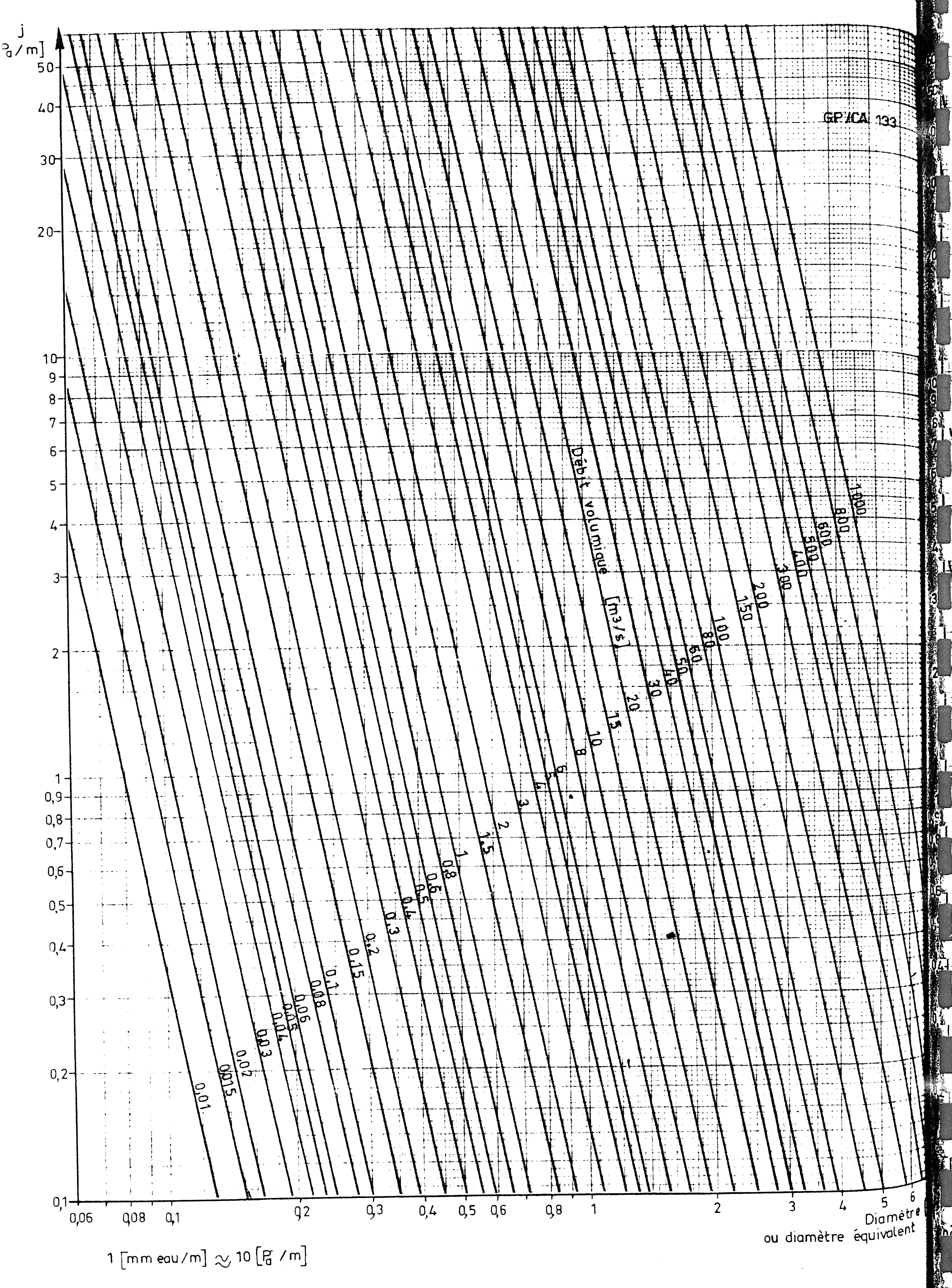


Fig. 3.3.1 — Pertes de charge réparties des conduits très lisses

(d'après documents Co.S.T.I.C.)

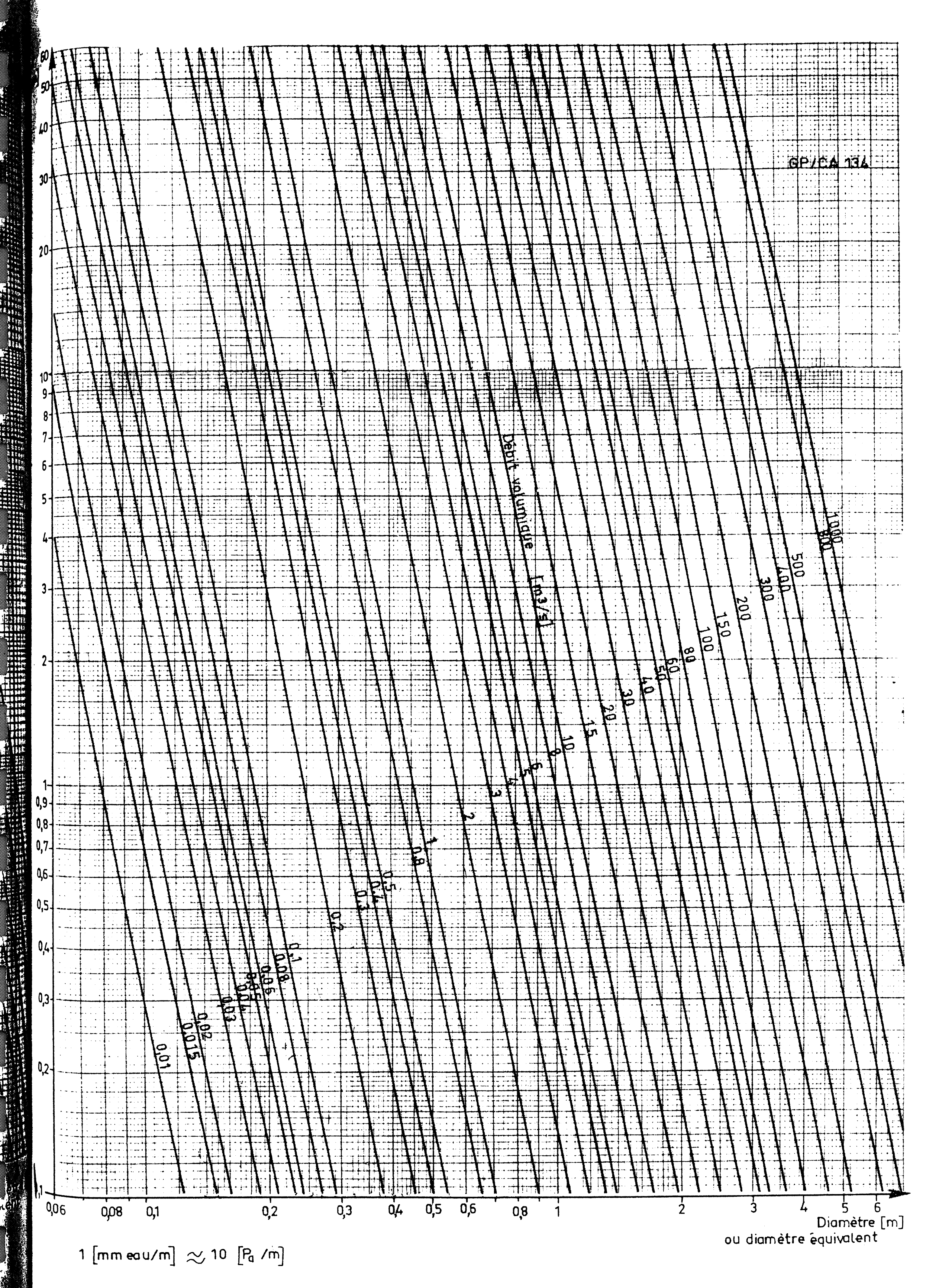


Fig. 3.3.m — Pertes de charge réparties des conduits lisses

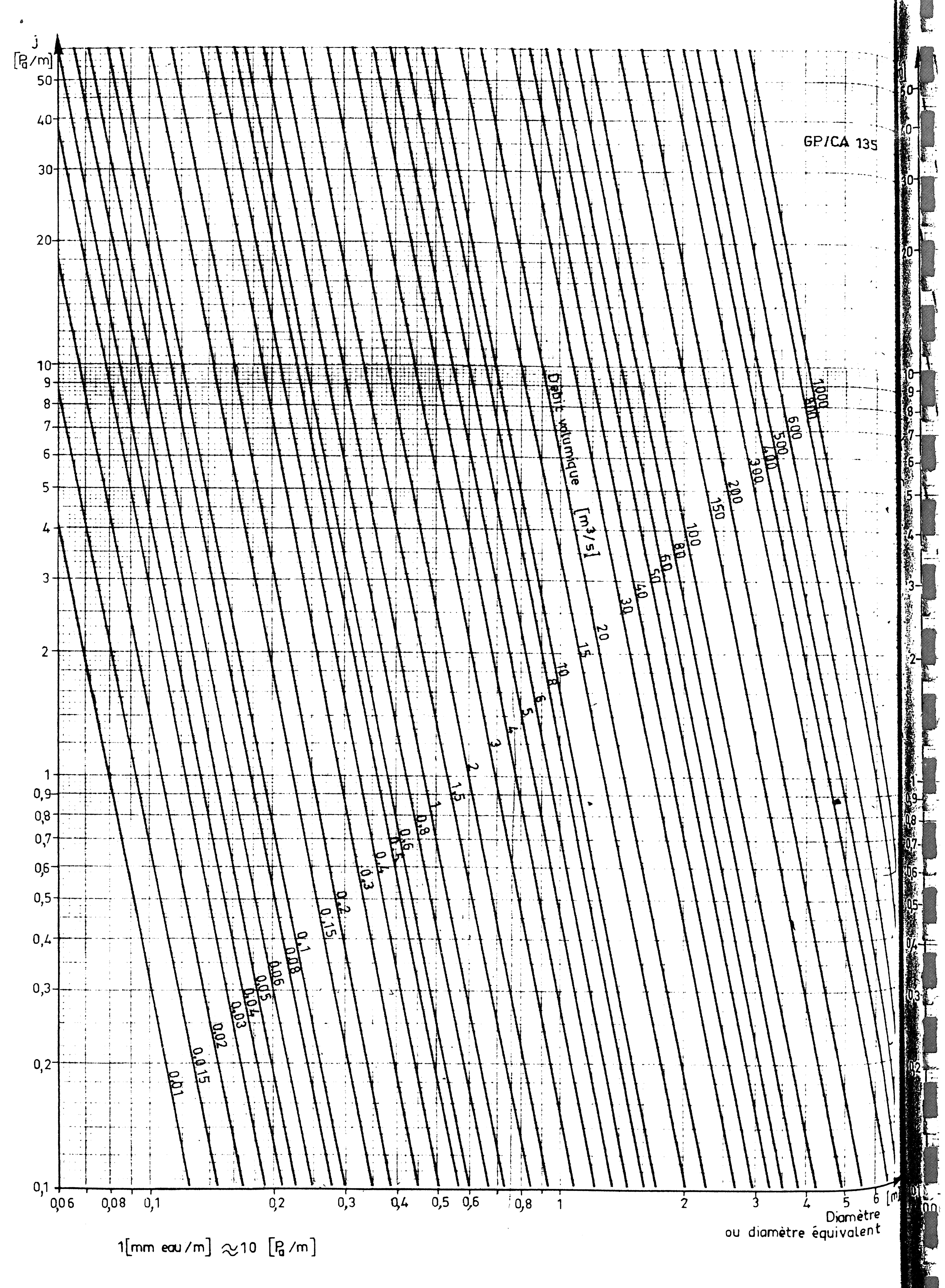


Fig. 3.3.n — Pertes de charge réparties des conduits rugueux

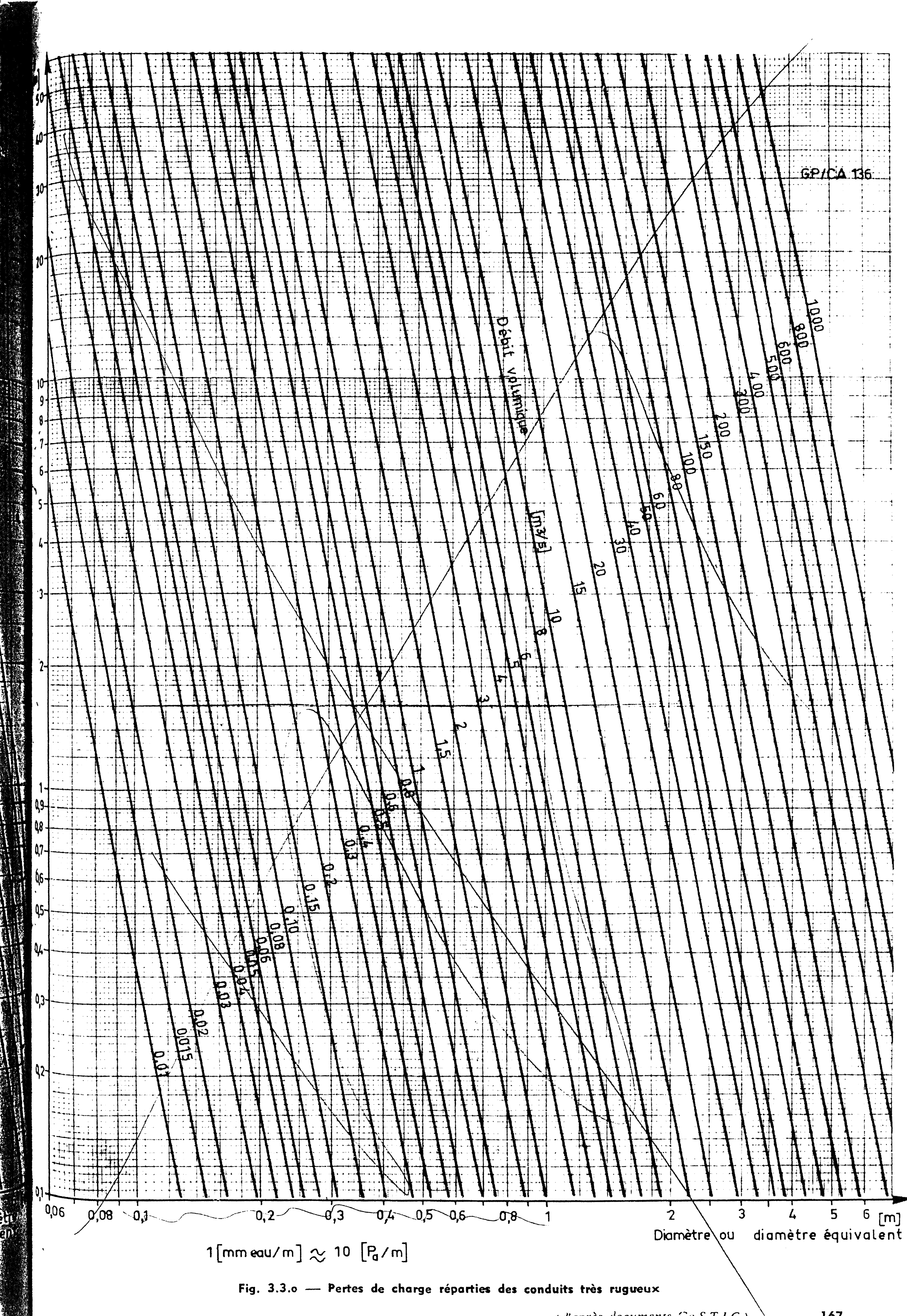


Fig. 3.3.o — Pertes de charge réparties des conduits très rugueux

(d'après documents Co.S.T.I.C.)

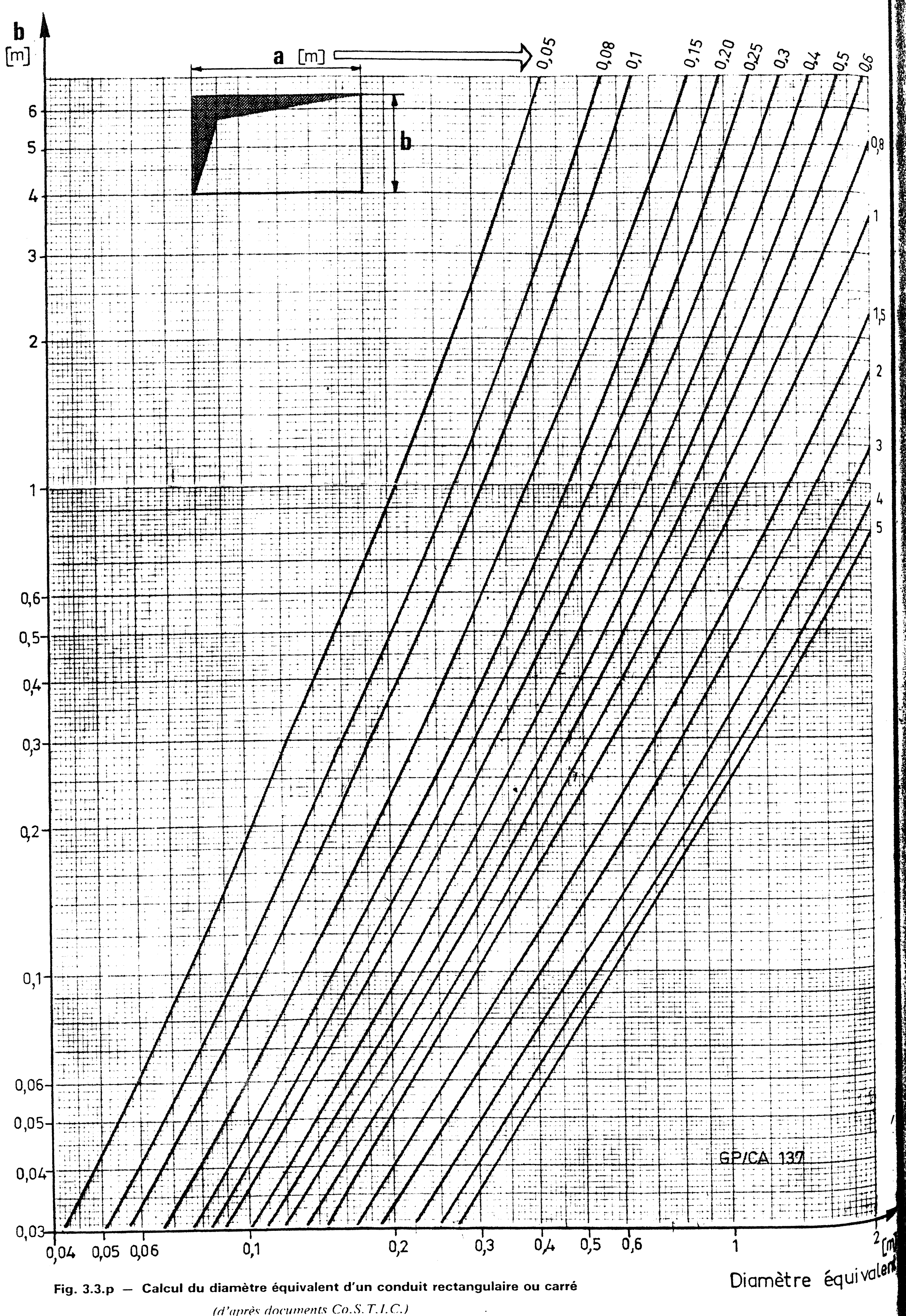


Fig. 3.3.p — **Calcul du diamètre équivalent d'un conduit rectangulaire ou carré**

(d'après documents Co.S.T.I.C.)

Pour le calcul de la pression dynamique moyenne dans la section d'un tronçon rectangulaire ou carré, on envisagera évidemment la vitesse moyenne dans la section réelle et non pas celle correspondant au diamètre équivalent.

Le diamètre équivalent est un auxiliaire de calcul permettant de calculer exclusivement la perte de charge unitaire d'un conduit non cylindrique.

EXEMPLE :

Calculer la perte de charge unitaire et la pression dynamique moyenne d'un conduit rectangulaire rugueux de 700 × 300 [mm], sachant que son débit volumique est 3 600 [m³/h] et que l'air, sensiblement à la pression atmosphérique, est à une température de 15 [°C].

Le diagramme de la **figure 3.3.p** permet de trouver immédiatement le diamètre équivalent. On lit :

$$D_e = 480 \; [mm]$$

Le **diagramme 3.3.n** permet de lire la valeur de j correspondant à $D_e = 480 \; [mm]$ et en fonction de q_v :

$$q_v = \frac{3600}{3600} = 1 \; [m^3/s]$$

On trouve :

$$j = 0{,}9 \; [Pa/m]$$

La vitesse moyenne réelle dans le conduit rectangulaire est égale à :

$$w_m = \frac{1}{0{,}3 \times 0{,}7} = 4{,}75 \; [m/s]$$

La pression dynamique moyenne dans le tronçon est donnée par le **diagramme 3.1.d** (4me Partie). On trouve (page 122) :

$$p_d \simeq 14 \; [Pa]$$

VARIATION DE LA TEMPÉRATURE ET DE LA PRESSION DE L'AIR

Nous avons supposé, pour calculer la perte de charge unitaire d'un tronçon de conduit, que la température et la pression étaient **constantes.** En fait, les diagrammes de pertes de charge réparties des **figures 3.3.l** à **3.3.o** sont établis pour de l'air à 15 [°C] sous la pression atmosphérique normale 101 300 [Pa].

La perte de charge unitaire **j** est fonction de la température et de la pression de l'air par l'intermédiaire de la masse volumique ρ et de la viscosité cinématique ν qui intervient dans le nombre de Reynolds.

En effet,

$$\underset{[kg/m^3]}{\rho} = \frac{p \; [Pa]}{287 \; T \; [K]} \qquad \text{(2.1.B, 1}^{re}\text{ Partie)}$$

et

$$\underset{[m^2/s]}{\nu} = 1{,}8 \cdot 10^{-5} \; \frac{T \; [K]}{p \; [Pa]}$$

En particulier pour de l'air à 15 [°C] et sous une pression absolue de 101 300 [Pa], on a :

$$\rho = 1{,}22 \; [kg/m^3]$$

$$\nu = 1{,}5 \cdot 10^{-5} \; [m^2/s]$$

Pour pouvoir utiliser dans tous les cas les **diagrammes 3.3.l à 3.3.o**, on est amené à calculer un débit fictif ou **débit équivalent** $q_{v,e}$ qui produirait, avec de l'air à 15 [°C] sous une pression de 101 300 [Pa], **la même perte de charge unitaire** que le débit réel q_v dans des conditions déterminées de température et de pression.

Le calcul du débit équivalent se fait en fonction d'un **coefficient de correction « a »** par lequel il faut **multiplier** le débit réel q_v pour obtenir le débit équivalent $q_{v,e}$ à 15 [°C] et 101 300 [Pa].

On a la relation :

$$\boxed{q_{v,e} = a \; q_v}$$

Les valeurs du coefficient multiplicateur **a** sont données aux **tableaux 3.3.V à 3.3.VIII** pour chaque rugosité de conduit.

EXEMPLE :

On considère un conduit rectangulaire en placoplâtre de 500 × 300 [mm] situé à 1 500 [m] d'altitude et parcouru par de l'air à 50 [°C] sensiblement à la pression atmosphérique. La vitesse de l'air dans le conduit est 7 [m/s].

Calculer la perte de charge répartie unitaire.

Le débit d'air à 50 [°C] est donné par la relation :

$$q_v = A \, w$$

soit :

$$q_v = 0{,}5 \times 0{,}3 \times 7 = 1{,}05 \; [m^3/s]$$

L'air étant à 50 [°C], le débit équivalent $q_{v,e}$ à

TABLEAU 3.3.V — VALEURS DE « a » DANS LE CAS DE CONDUITS TRES LISSES

PRESSION ABSOLUE [Pa]	ALTITUDE [m]	TEMPERATURE [°C] 0	10	20	30	40	50	60	70
70 000	3 000	0,92	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78
75 000	2 500	0,95	0,93	0,91	0,88	0,86	0,84	0,83	0,81
80 000	2 000	0,98	0,96	0,93	0,91	0,88	0,87	0,85	0,83
85 000	1 500	1,01	0,98	0,96	0,93	0,91	0,89	0,87	0,85
90 000	1 000	1,04	1,02	0,98	0,96	0,94	0,92	0,89	0,87
95 000	500	1,06	1,04	1,01	0,98	0,96	0,94	0,92	1,0
98 000	100	1,07	1,06	1,02	1,0	0,97	0,95	0,93	1,02
101 300	0	1,09	1,07	1,03	1,01	0,98	0,96	0,94	1,03
105 000	—	1,11	1,08	1,06	1,03	1,0	0,98	0,96	1,04
110 000	—	1,13	1,11	1,08	1,05	1,03	1,0	0,98	1,06
115 000	—	1,16	1,13	1,1	1,07	1,05	1,03	1,0	1,08
120 000	—	1,20	1,15	1,12	1,09	1,07	1,05	1,03	1,10

TABLEAU 3.3.VI — VALEURS DE « a » DANS LE CAS DE CONDUITS LISSES

PRESSION ABSOLUE [Pa]	ALTITUDE [m]	TEMPERATURE [°C] 0	10	20	30	40	50	60	70
70 000	3 000	0,87	0,85	0,83	0,80	0,77	0,78	0,74	0,73
75 000	2 500	0,90	0,88	0,85	0,83	0,80	0,78	0,76	0,75
80 000	2 000	0,93	0,90	0,88	0,85	0,83	0,81	0,78	0,77
85 000	1 500	0,95	0,93	0,90	0,87	0,86	0,83	0,81	0,79
90 000	1 000	0,98	0,96	0,93	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82
95 000	500	1,01	0,98	0,96	0,93	0,91	0,88	0,86	0,84
98 000	100	1,03	1,01	0,97	0,95	0,92	0,90	0,87	0,86
101 300	0	1,04	1,02	0,98	0,96	0,93	0,91	0,88	0,87
105 000	—	1,07	1,04	1,01	0,98	0,95	0,93	0,91	0,89
110 000	—	1,09	1,06	1,03	1,0	0,98	0,95	0,93	0,91
115 000	—	1,12	1,08	1,05	1,03	1,0	0,97	0,95	0,93
120 000	—	1,14	2,0	1,07	.,05	1,03	0,99	0,97	0,95

TABLEAU 3.3.VII — VALEURS DE « a » DANS LE CAS DE CONDUITS RUGUEUX

PRESSION ABSOLUE [Pa]	ALTITUDE [m]	TEMPERATURE [°C] 0	10	20	30	40	50	60	70
70 000	3 000	0,87	0,85	0,83	0,80	0,77	0,78	0,73	0,72
75 000	2 500	0,91	0,88	0,85	0,83	0,80	0,78	0,76	0,74
80 000	2 000	0,93	0,91	0,88	0,85	0,83	0,80	0,78	0,76
85 000	1 500	0,96	0,94	0,90	0,88	0,85	0,83	0,80	0,78
90 000	1 000	0,99	0,96	0,93	0,90	0,88	0,85	0,83	0,80
95 000	500	1,02	0,98	0,95	0,93	0,91	0,87	0,85	0,83
98 000	100	1,04	1,01	0,97	0,94	0,92	0,88	0,86	0,84
101 300	0	1,05	1,02	0,98	0,95	0,93	0,89	0,87	0,85
105 000	—	1,07	1,04	1,0	0,97	0,94	0,91	0,89	0,87
110 000	—	1,09	1,06	1,03	0,99	0,96	0,93	0,91	0,89
115 000	—	1,12	1,08	1,05	1,01	0,98	0,95	0,93	0,91
120 000	—	1,14	1,10	1,07	1,03	1,00	0,97	0,95	0,93

TABLEAU 3.3.VIII — VALEURS DE « a » DANS LE CAS DE CONDUITS TRES RUGUEUX

PRESSION ABSOLUE [Pa]	ALTITUDE [m]	TEMPERATURE [°C] 0	10	20	30	40	50	60	70
70 000	3 000	0,87	0,85	0,82	0,78	0,76	0,73	0,72	0,69
75 000	2 500	0,91	0,88	0,84	0,82	0,78	0,76	0,74	0,72
80 000	2 000	0,93	0,90	0,87	0,84	0,82	0,78	0,77	0,74
85 000	1 500	0,96	0,93	0,90	0,87	0,84	0,81	0,79	0,76
90 000	1 000	0,99	0,96	0,93	0,89	0,87	0,84	0,81	0,78
95 000	500	1,02	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,84	0,81
98 000	100	1,04	1,01	0,97	0,93	0,91	0,88	0,85	0,83
101 300	0	1,05	1,02	0,98	0,94	0,92	0,89	0,86	0,84
105 000	—	1,07	1,04	1,0	0,96	0,94	0,91	0,88	0,85
110 000	—	1,10	1,06	1,03	0,98	0,96	0,93	0,90	0,87
115 000	—	1,12	1,08	1,05	1,01	0,98	0,94	0,92	0,89
120 000	—	1,14	1,11	1,07	1,04	1,0	0,96	0,94	0,91

prendre en considération pour le calcul de j est égal à

$$q_{v,e} = a \cdot q_v$$

Le conduit en placoplâtre peut être considéré comme très rugueux. Par conséquent, le **tableau 3.3.VIII** indique :

$$a = 0,81$$

Donc :

$$q_{v,e} = 0,81 \times 1,05$$

$$q_{v,e} = \underline{0,85} \; [m^3/s]$$

Le diamètre équivalent D_e est donné par le **diagramme 3.3.p**, soit :

$$D_e = \underline{0,43} \; [m]$$

Le diagramme de la **figure 3.3.o** donne immédiatement la valeur de j, soit :

$$j = \underline{1,6} \; [Pa/m]$$

e) Calcul des pertes de charges singulières

Nous avons montré précédemment que les **pertes de charge singulières** intervenaient **localement** à l'occasion d'une **singularité** dans le parcours de l'air à l'intérieur des conduits.

Ces singularités peuvent être :

— un orifice d'**aspiration** ou de **refoulement**

— une **modification de la section** du conduit (élargissement ou rétrécissement)

— un **changement de direction** du conduit (coude)

— le **branchement d'un autre conduit** (dérivation ou convergence de conduits)

— la **présence d'un appareil** installé dans le conduit (clapet, filtre, diaphragme, réchauffeur ou refroidisseur d'air, humidificateur, laveur, etc...).

Alors que le profil des vitesses se conserve tout au long d'un conduit rectiligne **(fig. 3.3.i et 3.3.j)**, on constate par contre qu'une singularité provoque des perturbations très importantes et très brusques de ce profil des vitesses. Une grande turbulence ainsi qu'un frottement très intense des couches d'air les unes sur les autres en résultent.

Cette turbulence et ce frottement sont les causes principales des pertes de charge des singularités.

- **Propriétés des pertes de charge singulières :**

L'expérience montre que :

— la **rugosité des parois est un facteur secondaire** qui peut être généralement négligé dans le calcul des pertes de charge singulières. Les coudes à très grand rayon de courbure et les changements de section très progressifs font toutefois exception à cette règle.

En règle générale, les coefficients de pertes de charge singulières que nous donnons plus loin **ne dépendront pas de la nature du matériau constituant le conduit**

— on peut **négliger l'influence du nombre de Reynolds** dans le calcul des pertes de charge singulières, et cela d'autant plus que l'écoulement est turbulent

— la perte de charge d'une singularité varie considérablement si l'on modifie le profil des vitesses dans le conduit droit qui précède cette singularité.

Ainsi, un coude précédé d'un long conduit droit aura une perte de charge beaucoup plus faible que s'il est précédé d'un autre coude ou de tout autre singularité.

Les coefficients de perte de charge singulière que nous donnons ci-après supposent que **chaque singularité est précédée d'un conduit droit ayant une longueur comprise entre cinq à sept fois le diamètre équivalent du conduit.**

- **Formule générale :**

Rappelons la formule générale du calcul des pertes de charge singulières (3.3.H et 3.3.I)

$$\Delta H_s = \xi \cdot P_d \quad [Pa] \quad [Pa]$$

ou encore

$$\Delta H_s = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \qquad (3.3.I)$$

$$[Pa] \quad [m/s] \, [kg/m^3]$$

dans laquelle :

w : vitesse moyenne de l'air dans la section de la singularité [m/s]

ρ : masse volumique de l'air (déterminée par le **tableau 2.1.a**, Première Partie)

ξ[1] : coefficient de perte de charge singulière (sans dimension).

- **Valeurs expérimentales du coefficient de perte de charge singulière :**

Nous publions ci-après une série de **tableaux (3.3.IX** et la suite) donnant, pour chaque type de singularité, la valeur numérique du coefficient de perte de charge singulière ξ.

Chacun de ces tableaux fait intervenir un certain nombre de paramètres intervenant dans la valeur de ξ.

Les valeurs de ξ que nous donnons dans chaque cas ne sont à considérer que **dans le seul cas où le débit volumique de l'air dans la section de la singularité est constant ou tout au moins varie d'une façon continue.**

C'est généralement le cas de nos installations de climatisation lorsqu'elles fonctionnent en régime normal.

REMARQUE IMPORTANTE :

Sauf indication contraire, la vitesse moyenne à considérer pour le calcul de la perte de charge singulière doit être calculée au droit de la section de diamètre D ou A (rectangulaire).

1 — Lire « dzéta » grec.

TABLEAU 3.3.IX — COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGE SINGULIERES DES ORIFICES D'ASPIRATION LIBRES (SECTION CIRCULAIRE OU RECTANGULAIRE)

NATURE DE L'ORIFICE	e/D \ ℓ/D	0	0,005	0,01	0,05	0,10	0,25	≥ 0,5
	≤ 0,005	0,50	0,63	0,68	0,80	0,86	0,95	1
	0,01	0,50	0,54	0,57	0,65	0,72	0,80	0,86
	0,02	0,50	0,52	0,53	0,58	0,61	0,68	0,73
	0,03	0,50	0,51	0,52	0,53	0,54	0,58	0,62
	0,04	0,50	0,51	0,51	0,52	0,52	0,53	0,53
	0,05	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50

	R/D =	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	≥ 0,14
	ξ	0,75	0,5	0,32	0,2	0,15	0,1	0,05

	d/D \ β	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
	0,02	1	0,9	0,85	0,80	0,72	0,64	0,62	0,58	0,52	0,50
	0,05	1	0,85	0,75	0,65	0,60	0,58	0,55	0,52	0,50	0,50
	0,08	1	0,75	0,55	0,50	0,45	0,45	0,48	0,48	0,50	0,50
	0,10	1	0,65	0,45	0,40	0,40	0,40	0,42	0,45	0,48	0,60
	0,15	1	0,55	0,35	0,25	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
	0,25	1	0,45	0,20	0,15	0,18	0,22	0,28	0,38	0,45	0,50
	0,5	1	0,30	0,15	0,15	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50
	1	1	0,20	0,10	0,10	0,15	0,18	0,25	0,30	0,40	0,50

	e/D \ d/D	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	≥ 0,8
	≤ 0,005	2,6	1,7	1,4	1,2	1,15	1,1	1,05
	0,01	2,50	1,6	1,3	1,1	1,0	1,0	0,9
	0,02	2,30	1,5	1,1	1,0	0,9	0,8	0,8
	0,03	2,20	1,3	1	0,9	0,8	0,7	0,6
	0,04	2,10	1,2	0,9	0,8	0,7	0,6	0,55
	0,05	2,10	1,2	0,9	0,7	0,7	0,6	0,5

TABLEAU 3.3.X — COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGE SINGULIERES DES ORIFICES D'ASPIRATION ENCASTRES (SECTION CIRCULAIRE OU RECTANGULAIRE)

i	20°	30°	45°	60°	75°	80°
ξ	0,95	0,90	0,80	0,70	0,60	0,50

R/D	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	≥ 0,14
ξ	0,35	0,25	0,20	0,15	0,10	0,10	≈ 0

d/D \ β	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
0,02	0,5	0,45	0,40	0,40	0,40	0,40	0,43	0,45	0,48	0,50
0,05	0,5	0,40	0,35	0,30	0,32	0,75	0,38	0,42	0,45	0,50
0,08	0,5	0,35	0,25	0,23	0,26	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
0,10	0,5	0,32	0,22	0,18	0,22	0,27	0,32	0,37	0,43	0,50
0,15	0,5	0,28	0,18	0,15	0,20	0,25	0,30	0,38	0,42	0,50
0,25	0,5	0,25	0,15	0,13	0,20	0,25	0,30	0,38	0,42	0,50
0,5	0,5	0,20	0,10	0,12	0,18	0,23	0,30	0,35	0,42	0,50

R/D \ d/D	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	> 0,5
0,2	0,9	0,2	0,1	0,08	0,05	0,05
0,3	0,8	0,15	0,18	0,05	0,05	0,05
0,5	0,6	0,10	0,05	0,05	≈ 0	≈ 0

TABLEAU 3.3.XI — COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGE SINGULIERES DES ORIFICES D'ASPIRATION DIAPHRAGMÉS (SECTION CIRCULAIRE OU RECTANGULAIRE)

⌀d ou d éq. ; ⌀D ou D éq. ; diaphragme ; $d_{éq}$ ou $D_{éq} = \frac{2ab}{a+b}$	d/D	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	ξ	290	70	31	17,5	11	8	6	4,5	3,5
⌀d ou d éq. ; ⌀D ou D éq. ; diaphragme ; $d_{éq}$ ou $D_{éq} = \frac{2ab}{a+b}$	d^2/D^2 \\ e/D	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	≤ 0,015	200	60	22	10	6	3	2	1,3	1,1

TABLEAU 3.3.XII — COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGES SINGULIERES DES GRILLAGES, TOLES PERFOREES, REGISTRES, CLAPETS, ETC...

Grillages :	$A_o/A =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
A_o : Aire de la section nette de passage de l'air A : Aire de la section du conduit	ξ	82	17	6,5	3	1,7	1	0,6	0,3	0,15
Tôle mince perforée ($e/D < 0{,}015$) ; A_o ; (aire A) ; ⌀ D ou D éq.	$A_o/A =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
A_o : Aire de la section nette de passage de l'air A : Aire de la section du conduit	ξ	200	60	20	9	4	2	1	0,4	0,15

TABLEAU 3.3.XII — suite

Registres :	d/D	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Conduits cylindriques (ϕD, d)	ζ	30	10	5	2	1	0,5	0,2	≈ 0
Conduits rectangulaires (a, b, d) $D\acute{e}q = \frac{2ab}{a+b}$	ζ	40	17	8	4	2	1	0,4	≈ 0
Clapets rotatifs (papillon) :	α	0	10	20	30	40	50	55	60
Conduits cylindriques	ζ_{cyl}	0,1	0,5	1,6	4,3	10,4	35	65	105
Conduits rectangulaires	α	0	10	20	30	40	50	55	60
	ζ_{rect}	0,15	0,5	1,4	3,6	9	25	45	85

TABLEAU 3.3.XIII — COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGES SINGULIERES DES COUDES ARRONDIS SIMPLES

Conduits cylindriques :

Coupe AA

α \ R/D	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,5	2	2,5	3
20	0,36	0,24	0,15	0,12	0,1	0,1	0,1	0,05	0,04	0,04
40	0,6	0,4	0,25	0,2	0,15	0,1	0,09	0,08	0,07	0,06
60	0,96	0,60	0,40	0,32	0,24	0,16	0,14	0,12	0,10	0,10
80	1	0,7	0,45	0,36	0,27	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11
90	1,2	0,8	0,5	0,4	0,3	0,2	0,18	0,15	0,13	0,12
120	1,4	0,92	0,58	0,46	0,35	0,23	0,20	0,17	0,15	0,14
140	1,5	1	0,63	0,50	0,40	0,25	0,23	0,19	0,16	0,15
160	1,56	1,05	0,65	0,52	0,39	0,26	0,24	0,20	0,17	0,16
180	1,70	1,0	0,70	0,56	0,42	0,28	0,25	0,21	0,18	0,17

α \ R/D	4	5	6	7	8	10	20	30	40	50
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
40	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0	0	0	0
60	0,08	0,07	0,06	0,06	0,06	0,05	0,04	0,03	0	0
80	0,09	0,08	0,07	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03	0,03
90	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,03
120	0,12	0,10	0,09	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03
140	0,13	0,11	0,10	0,10	0,09	0,08	0,06	0,05	0,04	0,04
160	0,13	0,12	0,10	0,10	0,09	0,08	0,07	0,05	0,04	0,04
180	0,14	0,13	0,10	0,10	0,10	0,09	0,07	0,06	0,04	0,04

Conduits rectangulaires :

Coupe AA

$$D\,éq. = \frac{2\,ab}{a+b}$$

$$\zeta_{rect.} = K \cdot \zeta_{cylindrique}$$

Coefficient de correction K

R/D_{eq} \ a/b	1	2	3	4	5	6	7	8
$R/D_{eq} \leq 1,5$	1	0,85	0,85	0,90	0,95	0,98	1	1
$R/D_{eq} > 1,5$	1	0,45	0,40	0,45	0,50	0,55	0,6	0,6

TABLEAU 3.3.XIV — COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGE SINGULIERES DES COUDES A ANGLE VIF

Conduits cylindriques :

α	20	40	60	80	90	120	140	160	180
ξ	0,20	0,25	0,53	0,90	1,2	2,3	3	3,5	4

ø D

ø D

α

Conduits rectangulaires :
(section constante)

a/b \ α	20	40	60	80	90	120	140	160	180
1	0,20	0,25	0,53	0,90	1,2	2,3	3	3,5	4
2	0,18	0,23	0,48	0,80	1,1	2	2,7	3,15	3,60
3	0,17	0,20	0,44	0,75	1	1,9	2,5	2,9	3,30
4	0,15	0,19	0,41	0,70	0,92	1,8	2,3	2,7	3,10
5	0,14	0,18	0,40	0,65	0,90	1,7	2,2	2,6	2,9
6	0,14	0,18	0,37	0,64	0,87	1,7	2,2	2,5	2,9
7	0,14	0,17	0,36	0,63	0,84	1,6	2,1	2,4	2,8

α

A — A

Section AA

b

a

(section inégales)

a/b \ a_1/a	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
0,25	1,7	1,5	1,3	1,1	1,1	1,1	1	1
1	1,7	1,5	1,2	1	0,9	0,9	0,8	0,8
4	1,5	1,1	0,9	0,8	0,75	0,7	0,7	0,6
> 4	1,4	1,0	0,8	0,7	0,6	0,6	0,5	0,5

a_1

90°

a

largeur b constante

TABLEAU 3.3.XV — COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGE SINGULIERES DES COUDES A 90° A ELEMENTS

N \ ℓ/D	0,5	1	2	3	4	> 4
1	0,7	0,4	0,3	0,38	0,4	0,4
2	0,65	0,3	0,15	0,18	0,2	0,2
3	0,35	0,12	0,10	0,12	0,15	0,15

TABLEAU 3.3.XVI — PERTES DE CHARGE SINGULIERES DES COUDES A AUBES DIRECTRICES (CONDUITS RECTANGULAIRES OU CARRES)

R/a	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5	1,7
ζ	0,24	0,12	0,09	0,07	0,06	0,07	0,08

TABLEAU 3.3.XVII — PERTES DE CHARGE SINGULIERES DES DOUBLES COUDES

	ℓ/D ou ℓ/D_{eq}	0 à 1	> 1
ℓ ; ⌀ D ou D éq. ; $\xi = K \cdot \xi_{coude\ seul}$	K	1,4	2
ℓ ; ⌀ D ou D éq.	K	3	2
⌀ D ou D éq. ; ℓ	K	2,5	2
ℓ ; ⌀ D ; a ; b	K	6	4

TABLEAU 3.3.XVII — suite

b/a \ ℓ/a	0,4	0,6	0,8	1	2	3	4	5	6	7	8
1	0,7	0,9	1,6	2,6	4	3,2	3,1	2,9	2,8	2,7	2,4
2	0,6	0,8	1,5	2,3	3,6	2,9	2,8	2,6	2,5	2,4	2,6
3	0,57	0,74	1,3	2,1	3,3	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2	2,3
4	0,54	0,70	1,23	2	3,1	2,5	2,4	2,2	2,1	2,1	2
5	0,52	0,67	1,20	1,9	3	2,4	2,3	2,1	2	2	1,9
6	0,50	0,65	1,15	1,87	2,9	2,3	2,2	2,1	2	1,95	1,87
7	0,49	0,63	1,12	1,82	2,8	2,2	2,2	2	1,95	1,9	1,8

b/a \ ℓ/b	0,4	0,6	0,8	1	2	3	4	5	6	8	10
1	2,4	2,9	3,3	3,5	3,1	3,1	3	2,9	2,8	2,6	2,4
2	2,2	2,6	3	3,2	2,8	2,8	2,7	2,6	2,5	2,4	2,2
3	2	2,4	2,7	2,9	2,6	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2	2
4	1,8	2,2	2,5	2,7	2,4	2,4	2,3	2,2	2,2	2	1,8
5	1,8	2,1	2,5	2,6	2,3	2,3	2,2	2,1	2,1	1,9	1,8
6	1,7	2,1	2,4	2,5	2,2	2,2	2,2	2,1	2	1,9	1,7
7	1,7	2	2,3	2,4	2,2	2,2	2,1	2	2	1,8	1,7

ℓ/D	0,5	1	2	3	4	5	6
ξ	0,12	0,15	0,15	0,16	0,17	0,17	0,18

TABLEAU 3.3.XVIII — COEFFICIENTS DE PERTE DE CHARGE SINGULIERES DES DIAPHRAGMES INTERCALES DANS LES CONDUITS

d^2/D^2	0,05	0,1	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45
ξ	1 000	300	100	50	30	20	15	8	7
d^2/D^2	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90
ξ	4	3	2	1,5	1	0,7	0,4	0,25	0,15

TABLEAU 3.3.XIX — COEFFICIENTS DE PERTE DE CHARGE SINGULIERE RESULTANT DES MODIFICATIONS DE SECTION DES CONDUITS

Conduit à section circulaire ou rectangulaire :

A_1/A_2	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ξ	1,1	0,9	0,7	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,05	0,02	0

Conduit à section cylindrique :

α \ A_1/A_2	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60
10	0,18	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,08	0,07	0,05
20	0,38	0,34	0,32	0,28	0,22	0,18	0,16	0,13	0,10	0,07
30	0,64	0,58	0,56	0,53	0,42	0,36	0,31	0,24	0,17	0,11
40	0,85	0,80	0,75	0,67	0,60	0,50	0,42	0,33	0,23	0,15
60	1,15	1,05	0,93	0,84	0,75	0,65	0,56	0,42	0,30	0,18
90	1,10	1	0,90	0,80	0,70	0,63	0,54	0,38	0,28	0,17
120	1,06	0,95	0,85	0,76	0,68	0,60	0,52	0,37	0,27	0,16
180	1,03	0,92	0,83	0,74	0,65	0,58	0,50	0,36	0,26	0,15

Conduit à section rectangulaire ou carrée :

Coupe AA

α \ A_1/A_2	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60
10	0,2	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	0,07	0,05	≈ 0
20	0,45	0,40	0,37	0,33	0,30	0,26	0,23	0,16	0,12	0,08
30	0,80	0,75	0,67	0,60	0,53	0,47	0,40	0,30	0,20	0,14
40	1,05	0,95	0,85	0,76	0,67	0,58	0,52	0,38	0,26	0,17
≥ 60	1,1	1	0,90	0,80	0,70	0,63	0,54	0,40	0,27	0,18

Conduit cylindrique ou à section rectangulaire :

A_2/A_1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ξ	0,53	0,50	0,49	0,47	0,43	0,35	0,25	0,15	0,05	0,03	0

Conduit cylindrique ou à section rectangulaire :

$0 < \alpha < 60°$

$\xi = 0{,}05$

TABLEAU 3.3.XX — COEFFICIENT DE PERTES DE CHARGE SINGULIERES DES CONFLUENCES DE CONDUITS CYLINDRIQUES OU A SECTION RECTANGULAIRE (SECTION CONSTANTE)

section A_1 — débit ξ_1 q_{v1} — α — section $A_3 = A_1$ débit q_{v3} — débit ξ_2 q_{v2} — section A_2

NOTA : Les ξ négatifs correspondent à un effet d'aspiration de l'air

	q_{v2}/q_{v3} \ A_2/A_3	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$\alpha = 30°$ — Passage direct ξ_1	0,1	0	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	0,2	— 0,4	0	0,3	0,3	0,2	0,3
	0,3	— 1	— 0,2	0,2	0,3	0,3	0,4
	0,4	— 2,2	— 0,8	0	0,2	0,3	0,4
	0,5	— 3,6	— 1,4	— 0,3	0	0,2	0,3
	0,6	> — 4	— 2,4	— 0,7	— 0,2	0,1	0,2
	0,7	—	— 3,4	— 1,2	— 0,5	— 0,1	0,1
	0,8	—	— 4,4	— 1,8	— 1	— 0,4	— 0,1
	0,9	—	> — 6	— 2,6	— 1,4	— 0,8	— 0,4
	1	—	—	— 3,4	— 2	— 1,2	— 0,8
Conduit confluent ξ_2	0,1	0	— 0,4	— 0,6	— 0,6	— 0,7	— 0,7
	0,2	3	0,4	— 0,2	— 0,2	— 0,3	— 0,4
	0,3	7,6	1,6	0,2	0	0	— 0,1
	0,4	> 8	3	0,6	0,2	0,1	0,1
	0,5	—	4,6	1	0,4	0,3	0,2
	0,6	—	6,4	1,4	0,6	0,4	0,3
	0,7	—	> 8	1,8	0,8	0,6	0,4
	0,8	—	—	2,2	0,9	0,6	0,4
	0,9	—	—	2,6	0,9	0,5	0,4
	1	—	—	2,9	1	0,4	0,3
$\alpha = 45°$ — Passage direct ξ_1	0,1	0	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2
	0,2	— 0,2	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2
	0,3	— 0,8	0	0,1	0,2	0,3	0,4
	0,4	— 1,6	— 0,5	0	0,3	0,3	0,4
	0,5	— 2,8	— 1	— 0,2	0,2	0,3	0,4
	0,6	— 4,4	— 1,61	— 0,4	0	0,2	0,3
	0,7	< — 6	— 2,6	— 0,8	— 0,2	0	0,2
	0,8	—	— 3,6	— 1,3	— 0,6	— 0,2	0
	0,9	—	< — 4	— 2	— 0,9	— 0,4	— 0,2
	1	—	—	— 2,6	— 1,4	— 0,8	— 0,6

TABLEAU 3.3.XX — suite

	q_{v2}/q_{v3} \ A_2/A_1	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1
Conduit confluent ξ_2	0,1	0	— 0,5	— 0,6	— 0,6	— 0,6	— 0,6
	0,2	3,2	0,4	— 0,2	— 0,3	— 0,4	— 0,4
	0,3	8	1,6	0.2	0	0	0
	0,4	> 8	3,2	0,7	0,4	0,2	0,2
	0,5	—	5	1,2	0,6	0,4	0,4
	0,6	—	7	1,6	0,8	0,6	0,6
	0,7	—	> 8	2,2	1	0,7	0,6
	0,8	—	—	2,7	1,2	0,8	0,7
	0,9	—	—	> 4	1,3	0,8	0,7
	1	—	—	—	1,4	0,8	0,6
$\alpha = 60°$ Passage direct ξ_1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2
	0,2	0	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3
	0,3	— 0,4	0	0,3	0,4	0,4	0,4
	0,4	— 1	— 0,2	0,2	0,3	0,4	0,5
	0,5	— 1,8	— 0,5	0,1	0,3	0,4	0,5
	0,6	— 2,8	— 1	0	0,2	0,4	0,5
	0,7	— 4	— 1,6	— 0,3	0,1	0,3	0,4
	0,8	< — 4	— 2,2	— 0,6	— 0,1	0,2	0,3
	0,9	—	— 3	— 1	— 0,4	0	0,2
	1	—	— 4	— 1,5	— 0,7	— 0,2	0
Conduit confluent ξ_2	0,1	0,4	— 0,4	— 0,6	— 0,6	— 0,6	— 0,6
	0,2	3,4	0,5	0	— 0,3	— 0,3	— 0,3
	0,3	8	1,8	0,4	0,2	0	0
	0,4	> 8	3,6	0,9	0,4	0,3	0,2
	0,5	—	5,6	1,5	0,8	0,6	0,5
	0,6	—	8	2	1	0,8	0,7
	0,7	—	> 8	2,7	1,4	1	0,8
	0,8	—	—	3,4	1,6	1,1	0,9
	0,9	—	—	4	1,9	1,2	0,9
	1	—	—	4,8	2,1	1,3	1

TABLEAU 3.3.XX — suite

$\alpha = 90°$	q_{v2}/q_{v3} \ A_2/A_1	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1
Passage direct ξ_1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
	0,8	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
	0,9	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
	1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Conduit confluent ξ_2	0,1	0,4	— 0,4	— 0,5	— 0,6	— 0,6	— 0,7
	0,2	3,6	0,7	0	— 0.2	— 0,2	— 0,3
	0,3	8	2,4	0,6	0,3	0,1	0,1
	0,4	> 8	4,2	1,2	0,8	0,5	0,4
	0,5		6,8	2	1,2	0,9	0,8
	0,6	—	> 8	2,9	1,7	1,2	1,1
	0,7	—	—	3,9	2,2	1,6	1,3
	0,8	—	—	5	2,7	1,9	1,5
	0,9	—	—	6,2	3,2	2,3	1,8
	1	—	—	7,2	3,8	2,5	2

TABLEAU 3.3.XXI — COEFFICIENT DE PERTES DE CHARGE SINGULIERES DES CONFLUENCES DE CONDUITS CYLINDRIQUES OU A SECTION RECTANGULAIRE (VITESSES CONSTANTES : $A_3 = A_1 + A_2$)

section A_1 — ξ_1 — q_{v1} — α — débit q_{v3} — section $A_3 = A_1 + A_2$ — ξ_2 — q_{v2} — section A_2

NOTA : Les ξ négatifs correspondent à un effet d'aspiration de l'air

	q_{v2}/q_{v3} \ A_2/A_3	0,05	0,10	0,20	0,30	0,50
$\alpha = 15°$ — Passage direct ξ_1	0,1	— 0,2	0	0,2	0,5	1,2
	0,2	— 1	— 0,4	0	0,4	1,2
	0,3	— 2	— 1,2	— 0,4	0,3	1
	0,4	< — 2	— 2	— 0,9	0	0,8
	0,5	—	< — 2	— 1,6	— 0,6	0,4
	0,6	—	—	< — 2	— 1,1	0
	0,7	—	—	—	— 1,6	— 0,8
	0,8	—	—	—	< — 2	— 2
Conduit confluent ξ_2	0,1	2	0	— 0,8	— 1,4	—
	0,2	9	2,8	0	— 0,8	— 2
	0,3	> 10	7,2	1,2	— 0,2	— 1
	0,4	—	> 10	2,4	0,4	— 0,4
	0,5	—	—	4,2	1,2	0
	0,6	—	—	6	1,8	0,4
	0,7	—	—	8	2,4	0,8
	0,8	—	—	> 10	3	1
	0,9	—	—	—	3,6	1,1
	1	—	—	—	4,2	1,2
$\alpha = 30°$ — Passage direct ξ_1	0,1	0	0	0,2	0.6	1,4
	0,2	— 0,8	— 0,4	0	0,5	1,3
	0,3	< — 2	— 1,2	— 0,2	0,4	1,2
	0,4	—	— 2	— 0,8	0	0,8
	0,5	—	< — 2	— 1,6	— 0,4	0,4
	0,6	—	—	< — 2	— 0,8	0
	0,7	—	—	—	— 1,6	— 0,5
	0,8	—	—	—	< — 2	— 1,2

TABLEAU 3.3.XXI — suite

	q_{v2}/q_{v3} \ A_2/A_3	0,05	0,10	0,20	0,30	0,50
Conduit confluent ξ_2	0,1	2	0	−0,8	−1,4	−2
	0,2	10	2,8	0	−0,8	−1,4
	0,3	> 10	7,2	1,2	0	−1
	0,4	—	> 10	2,8	0,4	−0,4
	0,5	—	—	4,4	1,2	0
	0,6	—	—	6,4	1,8	0,6
	0,7	—	—	7,6	2,6	1
	0,8	—	—	> 10	3,4	1,2
	0,9	—	—	—	4	1,4
	1	—	—	—	4,8	1,6
$\alpha = 45°$ Passage direct ξ_1	0,1	0	0,2	0,3	0,5	1,4
	0,2	−0,6	−0,1	0,2	0,5	1,2
	0,3	−1,6	−0,8	0	0,4	1,1
	0,4	< −2	−1,6	−0,4	0,2	0,9
	0,5	—	< −2	−0,9	−0,1	0,6
	0,6	—	—	−1,6	−0,5	0,2
	0,7	—	—	≤ −2	−1	−0,2
	0,8	—	—	—	−1,6	−0,7
	0,9	—	—	—	< −2	−1,2
Conduit confluent ξ_2	0,1	2	0	−0,8	−1,4	—
	0,2	10	3,2	0,2	−0,8	−1,6
	0,3	> 10	7,6	1,5	0	−0,8
	0,4	—	> 8	3	0,7	−0,2
	0,5	—	—	4,8	1,5	0,3
	0,6	—	—	7	2,3	0,8
	0,7	—	—	> 8	3,2	1,2
	0,8	—	—	—	4	1,6
	0,9	—	—	—	4,8	2
	1	—	—	—	5,7	2,2

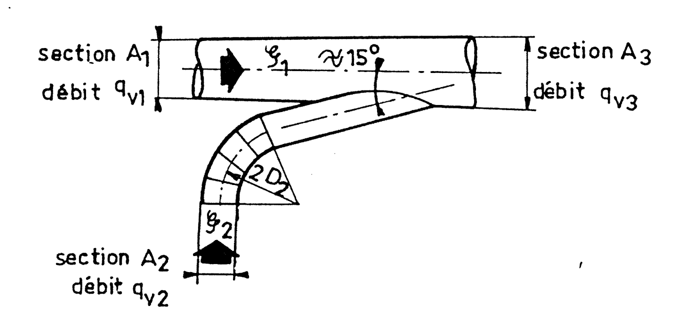
TABLEAU 3.3.XXI — suite

	q_{v2}/q_{v3} \ A_2/A_3	0,05	0,10	0,20	0,30	0,50
$\alpha = 60°$	0,1	0	0,1	0,3	0,5	1,2
	0,2	— 0,4	0	0,2	0,6	1,2
	0,3	— 1	— 0,4	0,1	0,5	1,1
	0,4	— 2	— 0,9	— 0,1	0,4	0,9
Passage direct	0,5	< — 2	— 2	— 0,5	0,2	0,7
	0,6	—	< — 2	— 0,9	— 0,1	0,5
	0,7	—	—	— 1,6	— 0,4	0,3
	0,8	—	—	< — 1,6	— 0,8	0
ξ_1	0,9	—	—	—	— 1,6	— 0,4
	1	—	—	—	< — 1,6	— 0,8
	0,1	2	0,2	— 0,8	— 1,3	— 2
	0,2	10	3,2	0,2	— 0,7	— 1,4
	0,3	> 10	8	1,6	0	— 0,8
Conduit confluent	0,4	—	> 8	3,2	0,8	0
	0,5	—	—	5,2	1,8	0,6
	0,6	—	—	8	2,8	1,2
ξ_2	0,7	—	—	> 8	3,8	1,8
	0,8	—	—	—	4,8	2,2
	0,9	—	—	—	5,6	2,6
	1	—	—	—	6,6	3
$\alpha = 90°$	0,1	0	0,2	0,2	0,6	1,1
	0,2	0	0	0,4	0,7	1,3
	0,3	—	—	0,4	0,7	1,3
Passage direct	0,4	—	—	—	0,7	1,2
	0,5	—	—	—	0,7	1,1
ξ_1	0,6	—	—	—	—	1
	0,7	—	—	—	—	0,8

TABLEAU 3.3.XXI — suite

	q_{v2}/q_{v3} \ A_1/A_3	0,05	0,10	0,20	0,30	0,50
Conduit confluent ξ_2	0,1	2,4	0	— 0,8	— 1,2	— 2
	0,2	> 8	3,6	0,4	— 0,4	— 1,2
	0,3	—	8	2	0,4	— 0,4
	0,4	—	> 8	5,6	1,6	0,4
	0,5	—	—	6,8	2,7	1,2
	0,6	—	—	> 8	4	2
	0,7	—	—	—	5,4	2,8
	0,8	—	—	—	6,9	3,6
	0,9	—	—	—	> 8	4,4
	1	—	—	—	—	5,2

TABLEAU 3.3.XXII — COEFFICIENT DE PERTE DE CHARGE SINGULIERE DES CONFLUENCES DE CONDUITS CYLINDRIQUES (vitesse de l'air supérieure à 15 [m/s])

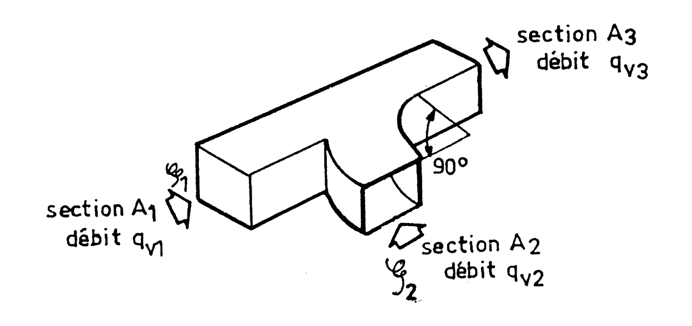


	q_{v2}/q_{v3} \ A_2/A_3	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Passage direct ξ_1	0,1	—	—	—	—	—	—	—	—	2
	0,2	—	—	—	—	—	—	—	1,6	> 2
	0,3	—	—	—	—	0,4	0,6	0,4	—	—
	0,4	—	—	0,3	0,3	0,3	0	— 2	—	—
	0,5	—	—	0,1	0,1	0	— 1	—	—	—
	0,6	—	0,2	0,1	0	— 0,4	—	—	—	—
	0,7	—	0,1	0	— 0,2	—	—	—	—	—
	0,8	0	0	—	—	—	—	—	—	—
	0,9	0	0	—	—	—	—	—	—	—

TABLEAU 3.3.XXII — suite

	A_2/A_3 — q_{v2}/q_{v3}	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Conduit confluent ξ_2	0,1	1,4	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,2	> 2	0,6	— 0,4	—	—	—	—	—	—
	0,3	—	2,4	0,6	— 0,2	—	—	—	—	—
	0,4	—	> 4	1,4	0,4	— 0,1	— 0,4	—	—	—
	0,5	—	—	2,2	1,1	0,4	0	— 0,4	—	—
	0,6	—	—	> 4	1,7	0,9	0,4	0,1	— 0,2	— 0,6
	0,7	—	—	—	2	1,4	0,7	0,4	0,1	— 0,2
	0,8	—	—	—	> 4	2	0,8	0,6	0,4	0,2
	0,9	—	—	—	—	> 4	0,9	0,6	0,5	0,4

TABLEAU 3.3.XXIII — COEFFICIENT DE PERTE DE CHARGE SINGULIERE DES CONFLUENCES DE CONDUITS A SECTION RECTANGULAIRE OU CARREE



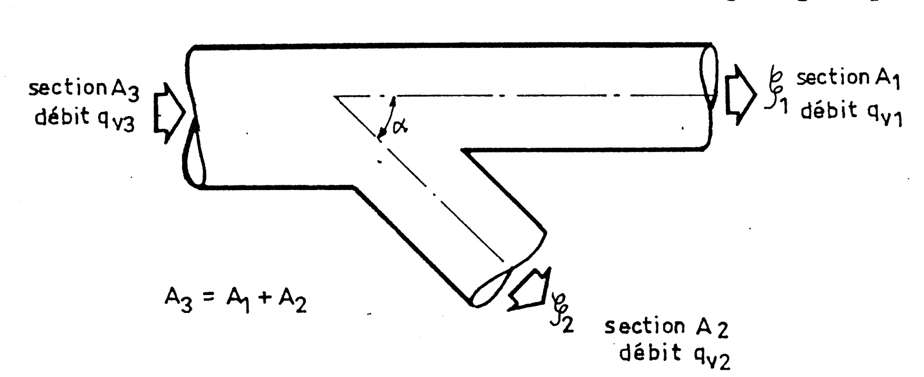
	A_2/A_1 — q_{v2}/q_{v3}	0,50	0,66	0,75	1	1,33	2
Passage direct ξ_1	0,1	1	0,7	0,3	0,2	0	0
	0,2	1	0,7	0,3	0,2	0	0
	0,3	0,9	0,6	0,3	0,2	0	0
	0,4	0,7	0,4	0,2	0,2	0	0
	0,5	0,5	0,3	0,1	0,1	0	0
	0,6	0,2	0,2	0,1	0	0	0
	0,7	0	0,1	0,1	0	0	0
	0,8	— 0,4	— 0,4	— 0,4	— 0,2	— 0,4	— 0,6
	0,9	— 0,6	— 0,5	— 0,4	— 0,5	— 0,8	— 1
	1	— 0,8	— 0,7	— 0,6	— 0,6	— 1	— 1

TABLEAU 3.3.XXIII — suite

Conduit confluent ξ_2

q_{v2}/q_{v3} \ A_2/A_1	0,25	0,33	0,50	0,66	1	1,33	2
0,1	— 1,2	— 0,6	— 0,6	— 1	<-2	— 1,2	<-2
0,2	— 0,4	0	— 0,2	— 0,5	— 0,5	— 0,8	— 1,6
0,3	0,4	0,4	0	— 0,1	— 0,4	— 0,4	— 0,9
0,4	1,6	1,2	0,2	0,1	— 0,1	— 0,2	— 0,5
0,5	>2	>2	0,4	0,3	0	0	— 0,2
0,6	—	—	0,7	0,6	0,3	0,2	0
0,7	—	—	1	0,9	0,5	0,3	0,2
0,8	—	—	1,5	1,4	0,8	0,4	0,3
0,9	—	—	2	2	1,2	0,4	0,4
1	—	—	>2	>2	>2	0,4	0,4

TABLEAU 3.3.XXIV — COEFFICIENTS DE PERTE DE CHARGE DES DERIVATIONS DE CONDUITS A SECTION CYLINDRIQUE OU RECTANGULAIRE (VITESSE CONSTANTE : $A_3 = A_2 + A_1$)



$\alpha = 90°$

Passage direct ξ_1

q_{v2}/q_{v3} \ A_1/A_3	$\leqslant 0,4$	0,5	0,6	0,7	$\geqslant 0,8$
0,2	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
0,6	0,15	0,3	0,2	0,2	0,15
0,8	0	0,2	0,1	0,1	0
1	0	0,2	0,1	0,1	0
1,2	0,1	0,35	0,2	0,1	0,1
1,4	0,4	0,7	0,6	0,5	0,4
1,6	0,9	1,4	1,2	1,1	0,9
1,8	1,7	2,4	2,1	1,9	1,7
2	3,2	4	3,8	3,6	3,2

Conduit dérivé ξ_2

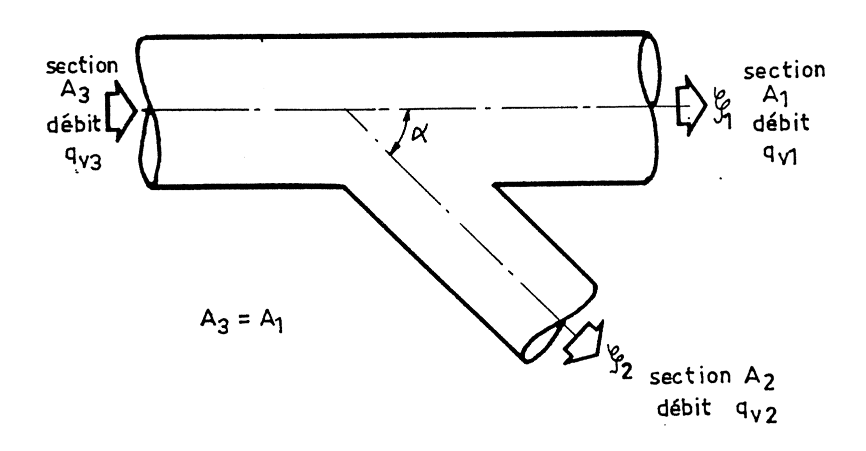
$\xi_2 = 1$

TABLEAU 3.3.XXIV — suite

$15 < \alpha < 90°$	q_{v2}/q_{v3}	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
Passage direct	ξ_1	0,7	0,4	0,15	0	0	0,1	0,35	0,9	1,7	3,2

ξ_1 — Conduit dérivé ξ_2	q_{v2}/q_{v3} \ α	15	30	45	60	90
	0,2	0,65	0,70	0,75	0,8	1
	0,4	0,40	0,45	0,55	0,65	1
	0,6	0,2	0,27	0,40	0,55	1
	0,8	0,05	0,15	0,30	0,45	1
	1	0	0,10	0,22	0,35	1
	1,2	0,05	0,15	0,22	0,30	1
	1,4	0,15	0,22	0,28	0,30	1
	1,6	0,35	0,40	0,40	0,32	1
	1,8	0,65	0,52	0,60	0,38	1
	2	0,95	0,70	0,83	0,43	1

TABLEAU 3.3.XXV — COEFFICIENT DE PERTE DE CHARGE DES DERIVATIONS DE CONDUITS A SECTION CYLINDRIQUE OU RECTANGULAIRE (SECTIONS CONSTANTES : $A_1 = A_3$)

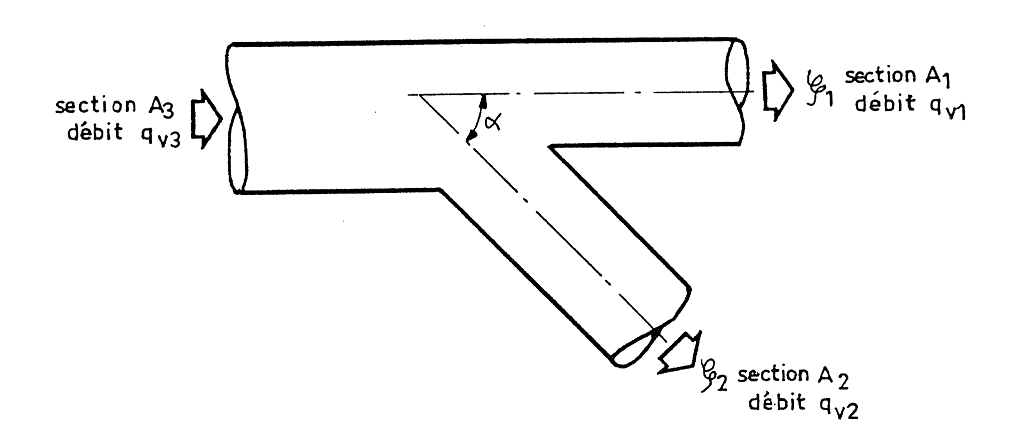


Passage direct ξ_1	Les valeurs de ξ_1 sont les mêmes que celles du tableau précédent (3.3.XXIV)

TABLEAU 3.3.XXV — suite

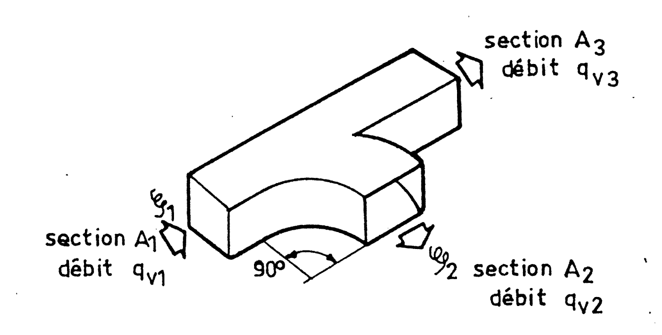
	α / q_{v2}/q_{v3}	15	30	45	60	90
Conduit dérivé ξ_2	0,1	0,9	0,9	1	1	1
	0,2	0,65	0,70	0,75	0,80	1
	0,3	0,45	0,50	0,65	0,70	1,1
	0,4	0,35	0,45	0,60	0,65	1,1
	0,5	0,30	0,40	0,55	0,65	1,15
	0,7	0,10	0,30	0,50	0,70	1,30
	1	0	0,25	0,60	1	1,30
	1,5	0,2	0,60	1	1,6	2
	2	1,1	1,5	2,1	3,1	3,2
	3	2,4	3	3,8	>4	≥ 4

TABLEAU 3.3.XXVI — COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGE SINGULIERES DES DERIVATIONS DE CONDUITS A SECTION CYLINDRIQUE OU RECTANGULAIRE (SECTIONS QUELCONQUES)



Passage direct ξ_1	Les valeurs de ξ_1 sont les mêmes que celles du tableau 3.3.XXIV									
Conduit dérivé ξ_2	$\frac{q_{v2}}{q_{v3}}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8
	ξ_2	0,3	0,2	0,1	0	0	0,1	0,4	0,9	1,8

TABLEAU 3.3.XXVII — COEFFICIENT DE PERTES DE CHARGE SINGULIERES DES DERIVATIONS DE CONDUITS A SECTION RECTANGULAIRE OU CARREE



	q_{v2}/q_{v3} — A_1/A_3	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Passage direct	0,50	0,8	0,5	0,3	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,25	0,45
	0,75	0,1	0	0	0	0,1	0,1	0,15	0,20	0,35	0,40
ξ_1	1	0	— 0,1	— 0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,45	0,50
	q_{v2}/q_{v3} — A_1/A_3	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Conduit dérivé	0,25	0,60	0,50	0,60	0,80	1,2	1,8	> 2	—	—	—
	0,33	0,30	0,40	0,50	0,80	1,3	2	> 2	—	—	—
	0,50	0,40	0,40	0,30	0,30	0,30	0,40	0,60	0,90	1,4	2
	0,66	0,50	0,40	0,40	0,40	0,45	0,60	0,80	1,1	1,5	2
	1	0,70	0,60	0,50	0,40	0,45	0,70	0,90	1,2	1,6	2
ξ_2	1,33	0,70	0,60	0,50	0,40	0,45	0,30	0,30	0,30	0,30	0,40
	2	0,60	0,50	0,40	0,30	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,30

TABLEAU 3.3.XXVIII — COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGE SINGULIERES DES TES DROITS CLOISONNES

Confluence

débit q_{v2} section A_2 — débit q_{v1} section A_1 — débit q_v section A

$\zeta_1 = \zeta_2$

q_{v_2}/q_v	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$\xi_1 = \xi_2$	— 2,5	— 1,5	— 0,3	0	1	1,5	2,5	3	3,5	4

Dérivation

débit q_{v2} section A_2 — débit q_{v1} section A_1 — débit q_v section A

$\zeta_1 = \zeta_2$

A_1/A \ q_{v_2}/q_v	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
0,25	13	9,5	7	5,5	5	5,5	7	9,5	13	17
0,50	4	3	2,5	2	2	2	2,5	3	4	5
0,75	2,5	2	1,75	1,5	1,5	1,5	1,75	2	2,5	3
1	1,75	1,5	1,4	1,25	1,25	1,25	1,4	1,5	1,75	2

TABLEAU 3.3.XXIX — COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGE SINGULIERES DES TES EN FONCTION DU RAYON DE COURBURE

Dérivation

R — ζ_1 — ζ_2 — β — $\varnothing D_1$ ou $D_{1éq}$

$\zeta_1 = \zeta_2$

β \ R/D_{1eq}	0,5	1	1,5	2	2,5
30	0,35	0,25	0,18	0,13	0,10
45	0,45	0,30	0,20	0,16	0,10
60	0,60	0,35	0,25	0,18	0,15
90	1	0,50	0,30	0,20	0,15

Confluence

R — ζ_1 — ζ_2 — β — $\varnothing D_1$ ou $D_{1éq}$

$\zeta_1 = \zeta_2$

β \ R/D_{1eq}	0,5	1	1,5	2	2,5
30	0,25	0,15	0,10	0,10	0,05
45	0,40	0,20	0,15	0,10	0,05
60	0,55	0,25	0,15	0,10	0,05
90	1	0,35	0,15	0,10	0,05

TABLEAU 3.3.XXX — COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGE SINGULIERES DES ORIFICES DE SOUFFLAGE

NATURE DE L'ORIFICE

Orifice de soufflage libre (circulaire ou rectangulaire)

$\xi = 1$

Diffuseur cylindrique

β \ e/d	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	10
8°	1,16	1	0,91	0,83	0,72	0,56	0,44	0,32	0,20
16°	0,92	0,74	0,60	0,48	0,43	0,34	0,29	0,22	0,14
24°	0,73	0,57	0,46	0,37	0,31	0,26	0,23	0,22	0,18
32°	0,58	0,49	0,39	0,44	0,43	0,29	0,28	0,28	0,25
40°	0,54	0,47	0,42	0,35	0,43	0,36	0,35	0,40	0,35
48°	0,54	0,52	0,49	0,37	0,38	0,43	0,48	0,50	0,45
56°	0,55	0,57	0,60	0,58	0,58	0,59	0,59	0,62	0,55

Diffuseur rectangulaire ou carré

β \ ℓ/a	1	1,5	2	2,5	3	4	6	10
8	1,28	1,20	1,12	1	1	0,86	0,67	0,43
16	1,13	1	0,91	0,80	0,74	0,61	0,44	0,27
24	1	0,86	0,74	0,66	0,58	0,48	0,35	0,23
32	0,92	0,76	0,64	0,58	0,50	0,43	0,32	0,25
40	0,84	0,69	0,59	0,52	0,47	0,42	0,36	0,29
48	0.78	0,66	0,56	0,51	0,49	0,44	0,41	0,36
56	0,75	0,64	0,56	0,52	0,50	0,48	0,48	0,45
64	0,73	0,64	0,59	0,59	0,58	0,56	0,56	0,53
72	0,73	0,64	0,63	0,65	0,66	0,64	0,66	0,63
80	0,73	0,71	0,70	0,73	0,77	0,74	0,78	0,73

TABLEAU 3.3.XXX *(suite)*

d/D	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	⩾ 1
ξ	1,4	1,2	1,1	1,05	1	1

β \ e/D	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	⩾ 1
15	2,5	1	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
30	1,2	0,8	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
45	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
60	0,7	0,9	0,9	1	1	1	1	1	1
90	0,8	0,9	0,9	0,9	1	1	1	1	1

R/D \ $\frac{d}{D}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	⩾ 0,7
0,2	1	0,5	0,75	0,9	0,9	0,8	0,8
0,3	0,8	0,5	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8
0,5	0,6	0,4	0,6	0,7	0,8	0,8	0,8

R/a \ ℓ/a	0	1	2	4	6	8	⩾ 10
0	2,9	3,2	2,7	2,2	2,1	2	2
0,2	2,2	2,1	1,7	1,6	1,5	1,5	1,5
0,5	1,8	1,4	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2
1	1,5	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
2	1,2	1	1	1	1	1	1

TABLEAU 3.3.XXX *(Fin)*

a_1/a \ R/a	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
0,5	5,2	4,9	4,6	4,4	4,3	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2
2	1,4	1,3	1,25	1,15	1,1	1,05	1	0,95	0,90	0,85

diaphragme; ϕD ou D éq; ϕd ou d éq; $d_{éq}$ ou $D_{éq} = \frac{2\,ab}{a+b}$									
$\frac{d^2}{D^2}$	0,3	0,35	0,40	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7
ξ	25	19	13,5	10,5	8	6,5	5	3,5	3

3.3.4 - Equilibrage des réseaux de conduits

Nous avons vu précédemment que, pour déterminer un réseau de conduits d'air, il fallait :

- calculer **le débit massique et volumique** de chaque circuit (paragraphes 1.2 à 1.4)
- calculer **les dimensions des conduits** (diamètre ou section). Ce calcul est présenté au paragraphe 3.3.2
- calculer **les pertes de charge du circuit principal,** c'est-à-dire la résistance maximale du circuit défavorisé de façon à choisir le type de ventilateur à installer (paragraphe 3.2.5).

Ces calculs étant faits, il faut ensuite **équilibrer** les différents réseaux de conduits.

L'équilibrage des réseaux de conduits consiste à obtenir dans deux ou plusieurs circuits en parallèle des pertes de charge respectives sensiblement égales pour les débits prévus.

Le problème de l'équilibrage des réseaux est très important en aéraulique. Il permet d'éviter, au stade de l'étude d'exécution, les difficultés de réglage qui peuvent se présenter à la mise en route des installations.

Pour réaliser correctement cet équilibrage des réseaux, il suffit d'appliquer quelques règles simples et de prévoir, là où il est nécessaire, des dispositifs technologiques convenablement choisis.

a) Règle de l'équilibrage

Lorsque plusieurs circuits sont en parallèle, l'écoulement de l'air s'effectue de telle sorte que les pertes de charge totales de chaque circuit soient égales.

Rappelons que les pertes de charge totales d'un circuit sont à considérer depuis l'orifice d'aspiration jusqu'à la bouche de soufflage.

En se référant à la **figure 3.3.q** et en appliquant la règle précédente, nous pouvons écrire :

- circuit principal [**OABCE 4**]
- pertes de charge [**OABCE 4**] = pertes de charge [**OA 1**] = pertes de charge [**OABD 2**] = pertes de charge [**OABD 3**] = pertes de charge [**OABCE 5**] = pertes de charge [**OABC 6**].

b) Réalisation de l'équilibrage

Etant donné, d'une part, que le débit de chaque cir-

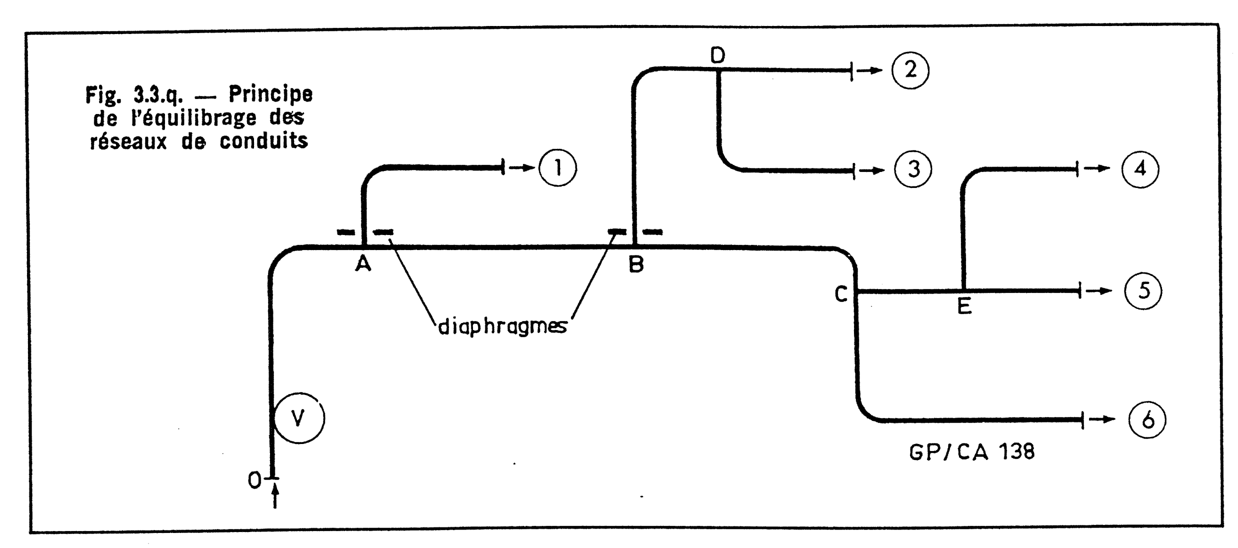


Fig. 3.3.q. — Principe de l'équilibrage des réseaux de conduits

cuit est parfaitement déterminé par les conditions de soufflage et, d'autre part, que l'on ne doit pas dépasser certaines vitesses dans les conduits, l'équilibrage est très souvent impossible par le seul choix d'un diamètre ou d'une section appropriée.

On est donc amené parfois à créer localement **une perte de charge supplémentaire** en insérant dans le conduit un **diaphragme (fig. 3.3.r)**.

Les diaphragmes ont une section d'ouverture **circulaire** ou **rectangulaire** suivant la forme de la section du conduit sur lequel ils sont installés.

Ils sont généralement installés sur le premier tronçon du circuit qu'ils doivent équilibrer **(fig. 3.3.q)**. Leur coefficient de pertes de charge singulières est donné au **tableau 3.3.XVIII** (page 178).

c) Calcul des diaphragmes

Pour déterminer un diaphragme, il suffit de connaître les dimensions de son ouverture (diamètre ou section).

Les données de base nécessaires à leur détermination sont les suivantes :

— la **perte de charge** ΔH_s que le diaphragme doit réaliser pour obtenir l'équilibrage du circuit

— les **dimensions** (diamètre ou section) du tronçon de conduit à l'intérieur duquel le diaphragme doit être placé, soit **D** ou **A**

— la **pression dynamique** p_d de l'air à l'intérieur du tronçon et non pas celle qui s'établira dans l'orifice du diaphragme.

La perte de charge singulière créée par le diaphragme à l'intérieur du tronçon est donnée par la relation 3.3.H :

$$\Delta H_s = \xi \cdot p_d$$

ΔH_s et p_d étant connus, on en déduit :

$$\xi = \frac{\Delta H_s}{p_d}$$

p180

Le **tableau 3.3.XVIII** donne immédiatement, en fonc-

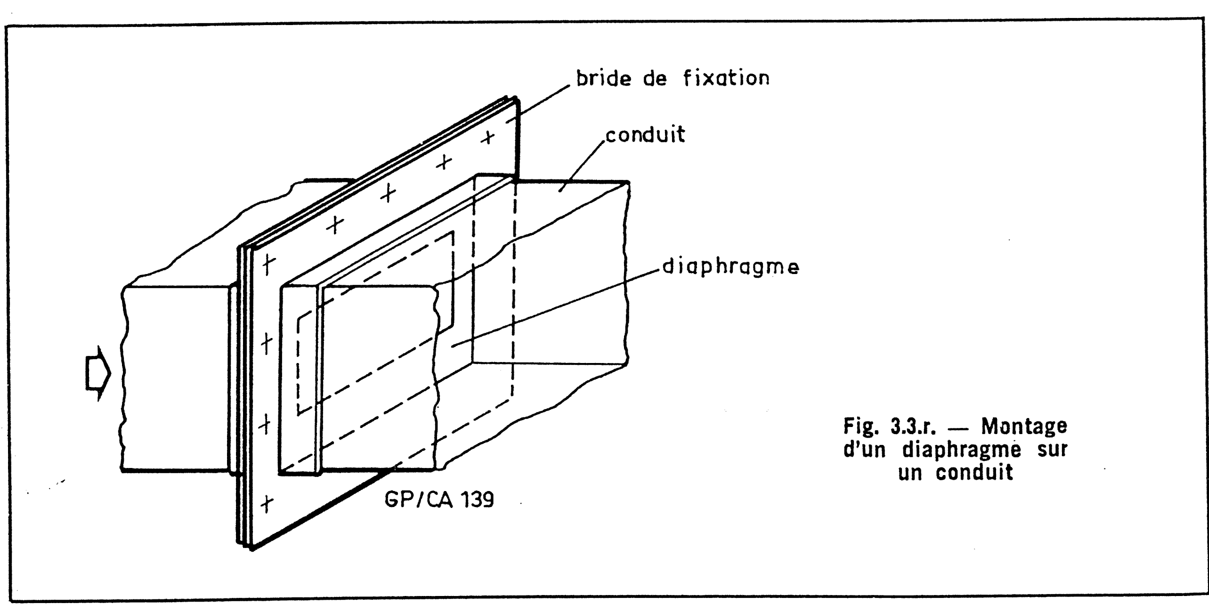


Fig. 3.3.r. — Montage d'un diaphragme sur un conduit

tion de ξ, la valeur du rapport des sections $\frac{d^2}{D^2}$ ou $\frac{d_{eq}^2}{D_{eq}^2}$.

A étant connu, on en déduit immédiatement A_1 et les dimensions du diaphragme.

EXEMPLE :

Soit un conduit rectangulaire de 300 × 500 dans lequel on doit insérer un diaphragme pour réaliser l'équilibrage du circuit. Ce diaphragme doit absorber 56 [Pa]. L'air circule à 7 [m/s] et sa température est 40 [°C]. Calculons les dimensions du diaphragme dont l'ouverture aura une section rectangulaire.

***

Calculons d'abord la pression dynamique de l'air à l'intérieur du conduit.

La **fig. 3.1.d** donne, pour une vitesse de 7 [m/s] et une température de l'air de 40 [°C], une pression dynamique de 28 [Pa]. On en déduit :

$$\xi = \frac{\Delta H_s}{P_d}$$

$$\xi = \frac{56}{28} = 2$$

Le **tableau 3.3.XVIII** pour $\xi = 2$ donne :

$$\frac{d_{eq}^2}{D_{eq}^2} = 0{,}60$$

Or,

$$D_{eq} = \frac{2\,ab}{a+b} = \frac{2 \times 0{,}3 \times 0{,}5}{0{,}8}$$
[m]

$$D_{eq} = 0{,}375\ [m]$$

On en déduit :

$$d_{eq} = 0{,}375\sqrt{0{,}6}$$

$$d_{eq} = 0{,}290\ [m]$$

ce qui conduit aux dimensions du diaphragme :

$$a = 0{,}232\ [m]$$

$$b = 0{,}387\ [m]$$

Soit une ouverture de 232 × 387.

3.3.5 - Causes et remèdes d'un mauvais équilibrage des réseaux de conduits

Nous indiquons au **tableau 3.3.XXI** les principales manifestations d'un mauvais équilibrage et les vérifications à effectuer pour remédier à ces perturbations lors de la mise en route d'une installation de climatisation.

TABLEAU 3.3.XXI

MANIFESTATIONS DU DESEQUILIBRAGE	CAUSES	REMEDES
DEBIT INSUFFISANT DANS LES RESEAUX DE SOUFFLAGE	— le type de ventilateur est mal adapté à l'installation	• corriger le choix initial
	— la charge du ventilateur ne correspond pas à la résistance réelle des réseaux	• changer le ventilateur
	— le ventilateur ne tourne pas à la vitesse prévue	• modifier le rapport des diamètres des poulies d'entraînement • vérifier la vitesse de rotation du moteur d'entraînement • vérifier la tension de la courroie d'entraînement pour éviter le glissement
	— la roue du ventilateur est montée à l'envers	• vérifier le sens de montage de la roue du ventilateur
	— les filtres sont encrassés	• les changer ou les nettoyer
	— un tronçon du conduit principal est obstrué	• effectuer une visite générale de l'intérieur des conduits
	— un clapet de feu est en position de fermeture	• vérifier les fusibles de sécurité
	— fuite importante dans le circuit principal	• vérifier l'étanchéité des conduits, des joints, la fermeture des conduits en attente, etc... • vérifier la continuité des conduits aux passages d'obstacles (certains tronçons de raccordement peuvent avoir été oubliés)

TABLEAU 3.3.XXI *(suite)*

MANIFESTATIONS DU DESEQUILIBRAGE	CAUSES	REMEDES
DEBIT INSUFFISANT DANS LES RESEAUX DE REPRISE D'AIR	— le ventilateur de soufflage est arrêté — les bouches de reprise sont fermées ou n'ont pas été installées — les bouches de reprise sont sous-dimensionnées	• vérifier le fonctionnement normal des réseaux de soufflage • vérifier l'ouverture correcte des bouches de reprise • vérifier que les dimensions des bouches de reprise sont correctes
DEBIT IRREGULIER (phénomène de pompage)	— la roue du ventilateur est mal centrée sur le rotor, ce qui crée des fluctuations du débit — le ventilateur fonctionne au maximum de sa caractéristique pression-débit. Il en résulte une instabilité du débit (en particulier pour les ventilateurs centrifuges à ailettes inclinées vers l'arrière) — une ou plusieurs lamelles d'un clapet d'air est mal fixée sur son support. Son flottement rend le débit irrégulier — turbulence excessive dans certaines singularités du circuit (coudes, variation brutale de section) — raidissage insuffisant des conduits dans certains tronçons. Il en résulte des vibrations et des fluctuations importantes du débit	• vérifier le montage correct de la roue du ventilateur • changer de type ou de modèle de ventilateur • vérifier la fixation des lamelles sur chaque clapet d'air ou registre de réglage • prévoir des lamelles de tranquillisation guidant les filets d'air dans ces singularités • tous les conduits à section rectangulaire doivent être efficacement raidis
DEBIT TROP IMPORTANT DANS LES RESEAUX	— le type de ventilateur est mal adapté à l'installation — la charge du ventilateur ne correspond pas aux pertes de charge réelles du réseau — le ventilateur ne tourne pas à la vitesse prévue — les filtres n'ont pas été installés correctement, une partie importante du débit d'air ne traverse pas les filtres (ceci est très fréquent avec les filtres à enroulement automatique) — court-circuit accidentel d'une grande partie du débit	• corriger le choix initial • changer le ventilateur ou réduire sa vitesse de rotation en jouant sur le diamètre des poulies • vérifier si les poulies du moteur et du ventilateur n'ont pas été inversées • vérifier la vitesse de rotation du moteur d'entraînement • vérifier l'étanchéité latérale des filtres. Eventuellement, prévoir des manchettes souples de raccordement • visite intérieure des conduits et mesures locales de contrôle des débits en différents points de l'installation
CAS PARTICULIERS • **Débits insuffisants ou trop importants dans certains circuits**	— déséquilibrage général de toute l'installation	• prévoir à l'entrée des circuits dérivés des **diaphragmes d'équilibrage** ou des **registres manuels de réglage** permettant de répartir convenablement les débits. Des prises de mesure des vitesses et des débits seront prévues en divers points de l'installation
• **Bouches de soufflage en dépression (extractrices)**	— vitesse trop grande dans le conduit créant un effet d'aspiration au niveau de certaines bouches de soufflage — mauvaise conception du tracé des conduits et des bouches	• installer à l'intérieur des conduits des ailettes de guidage assurant le débit convenable à chaque bouche de soufflage

3.4 - ETUDE D'UN CAS GÉNÉRAL

Pour clore cette quatrième partie, proposons-nous de calculer et de déterminer complètement l'installation de chauffage et de ventilation représentée à la **figure 3.4.a** (page suivante).

Les caractéristiques de soufflage de chaque bouche sont données au tableau suivant :

BOUCHE	DEBIT MASSIQUE [kg/s]	TEMPERATURE DE SOUFFLAGE [°C]	MASSE VOLUMIQUE DE L'AIR [kg/m³]	DEBIT VOLUMIQUE [m³/s]
①	0,138	35	1,15	0,12
②	0,173	35	1,15	0,15
③	0,230	35	1,15	0,20
④	0,173	35	1,15	0,15
⑤	0,115	35	1,15	0,10
⑥	0,230	35	1,15	0,20
⑦	0,230	35	1,15	0,20
⑧	0,138	35	1,15	0,12
⑨	0,115	35	1,15	0,10

On suppose que l'air est soufflé à 35 [°C] et que les conduits sont bien calorifugés ; on négligera par conséquent les pertes de chaleur des conduits.

Nous installerons des conduits cylindriques en tôle d'aluminium que nous considérerons comme **très lisses**.

Le coefficient de correction a permettant de tenir compte des conditions de températures (35 [°C]) et de pression (101.300 [Pa]) est constant pour toute l'installation et égal à 1 **(tableau 3.3.V)**. Par conséquent :

$$q_e = q_v$$

L'installation fonctionnera en air neuf total dont les caractéristiques de base sont — 7 [°].

On négligera les apports et les variations d'humidité.

3.4.1 - Choix des vitesses d'air

Il s'agit d'une installation centralisée de type industriel. Le **tableau 3.3.I** (4ᵉ partie) recommande des vitesses comprises entre 5 et 10 [m/s] dans les conduits principaux et 2 à 5 [m/s] dans les conduits secondaires.

Nous adopterons une vitesse de soufflage de 2 [m/s] environ.

3.4.2 - Choix du ventilateur

Prenons arbitrairement pour circuit principal celui qui aboutit à la bouche de soufflage n° **8** (circuit le plus long).

Le calcul des pertes de charge de ce circuit est indiqué au **tableau 3.4.I.**

Le détail des pertes de charge singulières est donné au **tableau 3.4.II.**

La **pression effective** du ventilateur devra être de 231 [Pa] environ pour un débit de 1,34 [m³/s], soit 4 830 [m³/h].

A cette pression effective, il faudrait ajouter la pression dynamique dans le ventilateur (donnée par le Constructeur) pour obtenir la charge ou pression totale du ventilateur.

3.4.3 - Puissance thermique du réchauffeur d'air

Calculons la puissance thermique du réchauffeur d'air. Elle est donnée par la relation 1.2.D :

$$W = q_{m_{as}} \left(\theta_s - \theta_o \right)$$

θ_s : température de l'air à la sortie du réchauffeur (ou de soufflage) [°C]

θ_o : température de l'air à l'entrée du réchauffeur [°C]

$q_{m_{as}}$: débit massique d'air traversant le réchauffeur [kg/s]

W : puissance thermique du réchauffeur [kW].

On obtient ainsi :

$$W = 1,54 . (35 + 7)$$

$$\underline{W \approx 65} \, [kW]$$

3.4.4 - Equilibrage des différents circuits

Pour réaliser l'équilibrage de l'ensemble de l'installation, proposons-nous d'insérer des diaphragmes à l'entrée de chaque circuit dérivé du circuit principal.

Le calcul des pertes de charge de chaque circuit est donné aux **tableaux 3.4.III** et **3.4.IV.**

Pour calculer les diaphragmes, récapitulons les pertes de charge totales de chaque circuit depuis le ventilateur jusqu'aux bouches de soufflage. Les résultats sont donnés au **tableau 3.4.V.**

REMARQUES :

1/ Nous constatons que le circuit **08** n'est pas en fait le plus défavorisé bien qu'il soit le plus long. Les circuits **03, 04** et **05** présentent davantage de pertes de charge.

Nous pourrions réduire ces pertes de charge par exemple en diminuant les vitesses de soufflage (en

REPERE	q_m [kg/s]	ρ [kg/m³]	q_v [m³/s]	W [m/s]	S [m²]	D_e [mm]	$a = q_e/q_v$	q_e [m³/s]	j [Pa/m]	L [m]	jL [Pa]	$\frac{W^2}{2}\rho$ [Pa]	ξ	$\xi \frac{W^2}{2}\rho$ [Pa]	Pdc [Pa]
O A	1,54	1,15	1,34	6,85	0,196	500	1	1,34	0,9	5	4,5	27	1,20	32,4	32,4
A A_1												27	1,06	28,6	28,6
Réch. Air															50
A_1 B	1,54	1,15	1,34	6,85	0,196	500	1	1,34	0,9	20	18				18
B B_1				6,85								27	0,3	8	8
B_1 C	0,71	1,15	0,62	6,85	0,09	340	1	0,62	1,6	15	24				24
C C_1				6,85								27	0,15	4	4
C_1 D	0,71	1,15	0,62	6,85	0,09	340	1	0,62	1,6	8	13				13
D D_1				6,85								27	0,5	13,5	13,5
D_1 E	0,48	1,15	0,42	6,85	0,06	280	1	0,42	1,9	10	19				19
E E_1				6,85								27	0,30	8	8
E_1 F	0,25	1,15	0,22	3,7	0,06	280	1	0,22	0,6	12	7				7
F F_2				2								2,3	0,15	0,4	0,4
F_2 G	0,14	1,15	0,12	2	0,06	280	1	0,12	0,16	5	0,8				0,8
G G_1				2								2,3	0,15	0,4	0,4
G_1 8	0,14	1,15	0,12	2	0,06	280	1	0,12	0,16	8	1,3				1,3
Bouche 8				2								2,3	1	8	2,3
Total															231 [Pa]

TABLEAU 3.4.I — CALCUL DES PERTES DE CHARGE DU CIRCUIT PRINCIPAL 08

CIRCUIT	PERTES DE CHARGE AVANT EQUILIBRAGE [Pa]	DIFFERENCE
01	177	— 66
02	184	— 59
03	238	— 5
04 (défavorise)	243	0
05	241	— 2
06	188	— 55
07	200	— 43
08	231	— 12
09	231	— 12

TABLEAU 3.4.V — PERTES DE CHARGE DE CHAQUE CIRCUIT AVANT EQUILIBRAGE

augmentant les diamètres des conduits), ce qui permettrait de conserver le circuit **08** comme circuit défavorisé.

2/ Nous pourrions aussi adopter une pression effective de 243 [Pa] pour le ventilateur, ce qui permettrait de garder un diamètre constant de 280 [mm] pour la plupart des conduits.

C'est cette dernière solution que nous adopterons.

3.4.5 - Calcul des diaphragmes

A titre d'exemple, calculons les dimensions intérieures du diaphragme à insérer à l'entrée du tronçon I_2 1 (bouche 1).

La perte de charge à réaliser est 66 [Pa].

La pression dynamique dans ce tronçon est 1,1 [Pa] ; par conséquent :

$$\xi = \frac{66}{1,1} = 60$$

Le **tableau 3.3.XVIII** indique une valeur correspondante de $\frac{d^2}{D^2}$ égale à 0,19 (après interpolation) :

$$\frac{d^2}{D^2} = 0,19$$

donc :

$$d = D\sqrt{0,19}$$

soit :

$$d = 280\sqrt{0,19}$$

$$d = \underline{122} \text{ [mm]}$$

Nous laissons au lecteur le soin de calculer de façon identique les dimensions intérieures des diaphragmes à insérer à l'entrée des tronçons I_1 **2**, D_2 **6**, E_2 **7** et E_1 **F**.

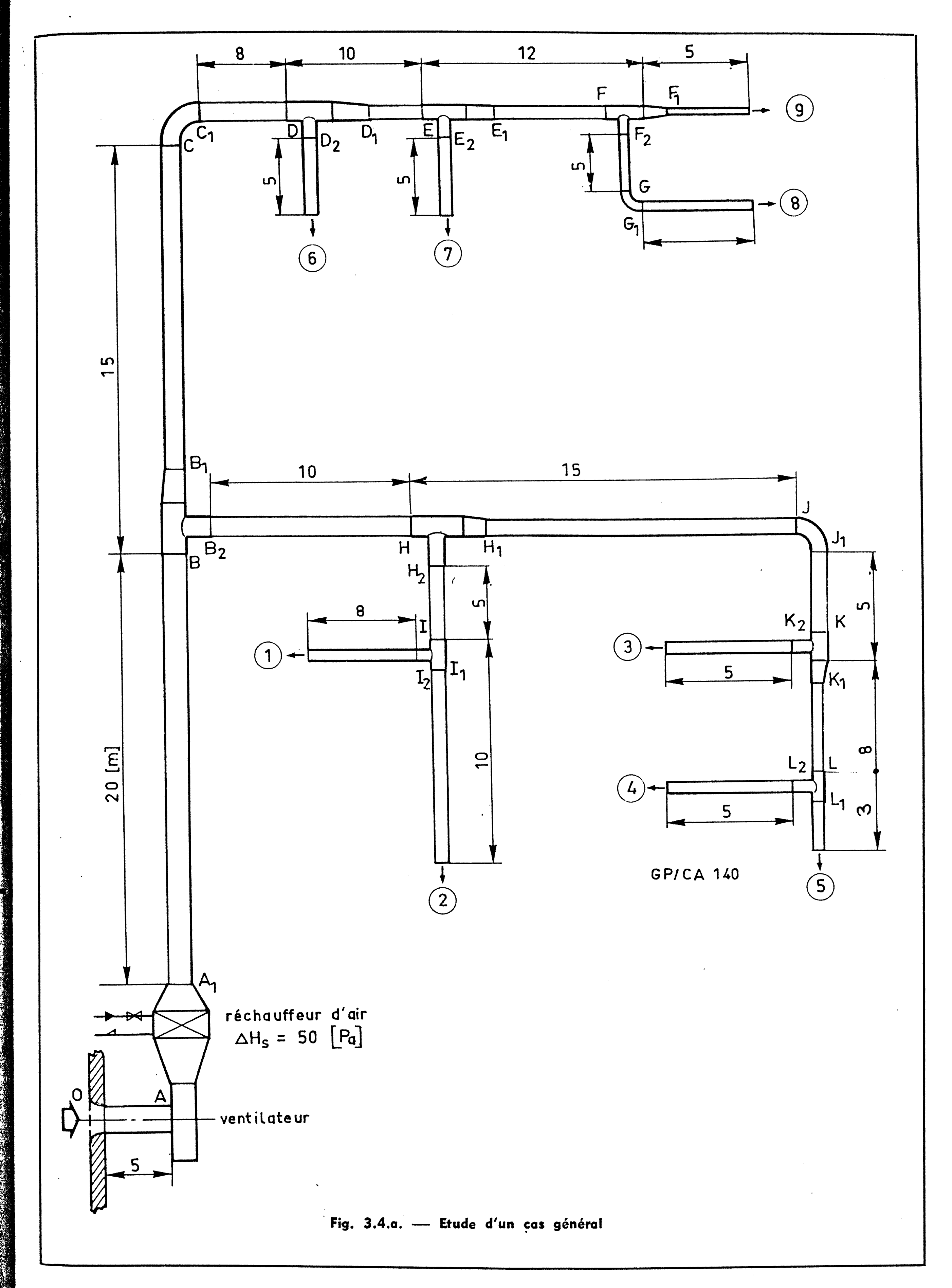


Fig. 3.4.a. — Etude d'un cas général

TABLEAU 3.4.II — CALCUL DES COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGE SINGULIERES DU CIRCUIT PRINCIPAL 08

REPERE	TYPE DE SINGULARITE	CARACTERISTIQUES	TABLEAU CORRESPONDANT	ξ ou ΔH_s
O	Orifice aspiration	$\frac{R}{D} = 0,06$	3.3.X	0,20
	grillage	$A_o/A = 0,8$	3.3.XII	1
A A₁	Réchauffeur d'air	données par le Constructeur		$\Delta H_s = 50 [P_a]$
	Elargissement	$\alpha = 30°$ $A_1/A_2 = 0,30$	3.3.XIX	0,31
	Rétrécissement	$\alpha = 60°$ $A_1/A_2 = 0,20$	3.3.XIX	0,75
B B₁	Dérivation (passage direct)	$\alpha = 90°$ $A_1/A_3 = 0,46$ $q_{v2}/q_{v3} = 0,54$	3.3.XXIV	$\approx$ 0,3
C C₁	Coude arrondi	$\alpha = 90°$ $\frac{R}{D} = 2$	3.3.XIII	0,15
D D₁	Dérivation (passage direct)	$\alpha = 90°$ $A_1/A_3 = 0,68$ $q_{v2}/q_{v3} = 0,32$	3.3.XXIV	0,5
E E₁	Dérivation (passage direct)	$\alpha = 90°$ $A_1/A_3 = 1$ $q_{v2}/q_{v3} = 0,48$	3.3.XXIV	0,30
F F₂	Dérivation (circuit dérivé) Sections quelconques	$\alpha = 90°$ $q_{v2}/q_{v3} = 0,55$	3.3.XXVI	0,15
G G₁	Coude arrondi	$\alpha = 90°$ $\frac{R}{D} = 2$	3.3.XIII	0,15
Bouche 8	Débouché libre		3.3.XXVIII	1

TABLEAU 3.4.III — EQUILIBRAGE DES DIFFERENTS CIRCUITS DE L'INSTALLATION

REPERE	q_m [kg/s]	ρ [kg/m³]	q_v [m³/s]	W [m/s]	S [m²]	D_e [mm]	$a = q_e/q_v$	q_e [m³/s]	j [Pa/m]	L [m]	jL [Pa]	$\frac{W^2}{2}\rho$ [Pa]	ξ	$\xi\frac{W^2}{2}\rho$ [Pa]	Pdc [Pa]
CIRCUIT BHJKL															
B B_2				6,85								27	1	27	27
B_2 H	0,83	1,15	0,72	6,85	0,105	365	1	0,72	1,3	10	13				13
H H_1				6,85								27	0,4	11	11
H_1 J	0,52	1,15	0,45	6,85	0,06	280	1	0,45	2,2	15	33				33
J J_1				6,85								27	0,15	4	4
J_1 K	0,52	1,15	0,45	6,85	0,06	280	1	0,45	2,2	5	11				11
K K_1				6,85								27	0,15	4	4
K_1 L	0,29	1,15	0,25	4,2	0,06	280	1	0,25	0,7	8	5,6				5,6
L L_1				4,2							10		0,15	1,5	1,5
L_1 5	0,12	1,15	0,10	1,66	0,06	280	1	0,10	0,14	3	0,4				0,4
L L_2				2,5								3,5	0,1		0,4
L_2 4	0,17	1,15	0,15	2,5	0,06	280	1	0,15	0,3	5	1,5				1,5
Bouche 4				2,5								3,5	1		3,5
Bouche 5				1,66								1,7	1		1,7
CIRCUIT HI 2															
H H_2				4,5								11	0,2	2,2	2,2
H_2 I	0,31	1,15	0,27	4,5	0,06	280	1	0,27	0,65	5	3,3				3,3
I I_1				4,5								11	0,3	3,3	3,3
I_1 2	0,17	1,15	0,15	2,5	0,06	280	1	0,15	0,3	10	3				3
Bouche 2				2,5								3,5	1		3,5
CIRCUIT H I 1															
I_2 1	0,14	1,15	0,12	2	0,06	280	1	0,12	0,16	8	1,3				1,3
I I_2				2								1,1	0,15		0,2
Bouche 1				2								1,1	1		1,1
CIRCUIT D 6															
D D_2				3,3								6	0,25	1,5	1,5
D_2 6	0,23	1,15	0,20	3,3	0,06	280	1	0,20	0,5	5	2,5				2,5
Bouche 6				3,3								6	1	6	6
CIRCUIT E 7															
E E_2				3,3								6	0,15	1	1
E_2 7	0,23	1,15	0,20	3,3	0,06	280	1	0,25	0,5	5	2,5				2,5
Bouche 7				3,3								6	1	6	6
CIRCUIT F_1 9															
F F_1				3,7								7,5	0,3	2,3	2,3
F_1 9	0,12	1,15	0,10	1,66	0,06	280	1	0,10	0,14	5	0,7				0,7
Bouche 9				1,66								1,7	1	1,7	1,7
CIRCUIT K_2 3															
K K_2				3,3								6	0,2	1,2	1,2
K_2 3	0,23	1,15	0,20	3,3	0,06	280	1	0,20	0,5	5	2,5				2,5
Bouche 3				3,3								6	1	6	6

TABLEAU 3.4.IV — CALCUL DES COEFFICIENTS DE PERTE DE CHARGE SINGULIERES DES CIRCUITS DERIVES

REPERE	TYPE DE SINGULARITE	CARACTERISTIQUES	TABLEAU CORRESPONDANT	
B B₁	Dérivation (circuit dérivé) Vitesses constantes	$\alpha = 90°$	3.3.XXIV	1
H H₁	Dérivation (passage direct)	$\alpha = 90°$ $A_1/A_3 = 0,62$ $q_{v2}/q_{v3} = 0,38$	3.3.XXIV	0,4
J J₁	Coude arrondi	$\alpha = 90°$ $\frac{R}{D} = 2$	3.3.XIII	0,15
K K₁	Dérivation (passage direct) Sections quelconques	$\alpha = 90°$ $A_1/A_3 = 1$ $q_{v2}/q_{v3} = 0,6$	3.3.XXIV	0,15
L L₁	Dérivation (passage direct) Sections quelconques	$\alpha = 90°$ $A_1/A_3 = 1$ $q_{v2}/q_{v3} = 0,6$	3.3.XXIV	0,15
L L₂	Dérivation (circuit dérivé)	$q_{v2}/q_{v3} = 0,6$	3.3.XXVI	0,1
Bouches 4 et 5	Débouché libre		3.3.XXVIII	1
H H₂	Dérivation (circuit dérivé)	$q_{v2}/q_{v3} = 0,38$	3.3.XXVI	0,2
I I₁	Dérivation (passage direct)	$\alpha = 90°$ $A_1/A_3 = 1$ $q_{v2}/q_{v3} = 0,45$	3.3.XXIV	0,3
I I₂	Dérivation (circuit dérivé)	$q_{v2}/q_{v3} = 0,45$	3.3.XXVI	0,15
D D₂	Dérivation (circuit dérivé)	$q_{v2}/q_{v3} = 0,32$	3.3.XXVI	0,25
E E₂	Dérivation (circuit dérivé)	$q_{v2}/q_{v3} = 0,5$	3.3.XXVI	0,15
F F₁	Dérivation (passage direct)	$A_1/A_3 = 1$ $q_{v2}/q_{v3} = 0,55$	3.3.XXIV	0,3
G G₁	Coude arrondi	$\frac{R}{D} = 2$	3.3.XIII	0,15
K K₂	Dérivation (circuit dérivé)	$q_{v2}/q_{v3} = 0,4$	3.3.XXVI	0,2
L L₂	Dérivation (circuit dérivé)	$q_{v2}/q_{v3} = 0,6$	3.3.XXVI	0,1

Cinquième partie :

Les charges dues à l'environnement

L'EQUILIBRE thermique ou hygrométrique d'un bâtiment ou d'un local climatisé est continuellement perturbé par des **facteurs physiques** inhérents à l'environnement extérieur et intérieur.

L'ensemble de ces facteurs (ou **contraintes**) créent des « **charges** » variées, multiples et importantes.

Le calcul de ces « charges » est à la base de toute étude de climatisation ; il permet de connaître au départ l'influence et l'importance des contraintes de l'environnement sur le confort et sur l'économie d'un bâtiment climatisé.

Le contrôle de l'environnement intérieur des locaux climatisés ne peut être efficace que si la puissance de l'installation est suffisante pour compenser à chaque instant aussi bien les charges maximales que les charges intermédiaires. L'estimation de ces « charges » doit se faire aussi réellement que possible et l'objet de cette cinquième partie est de permettre cette estimation avec une précision suffisante.

Pour calculer ces charges nous nous placerons dans les conditions dites « **de base** », c'est-à-dire celles qui conduisent au calcul des **charges maximales**. La conception de la régulation permettra ensuite d'adapter à chaque instant la puissance de l'installation aux charges intermédiaires.

Nous classerons ces charges en deux catégories essentielles :

— **les charges dues à l'environnement intérieur** (occupants, éclairage, appareils électriques, évaporation d'eau, etc...)
— **les charges dues à l'environnement extérieur** (infiltrations d'air extérieur, ensoleillement, échanges thermiques par les parois, etc...).

1 - Charges dues à l'environnement intérieur

Les charges dues à l'environnement intérieur sont essentiellement constituées par les **dégagements ou gains de chaleur et d'humidité** à l'intérieur même des locaux climatisés.

Leur importance dépend de l'utilisation à laquelle les locaux sont destinés.

Nous considérerons que ces dégagements sont **continus**, c'est-à-dire qu'ils sont **constants pendant la période d'occupation des locaux climatisés.**

Toutefois, il est assez rare que ces gains intérieurs soient simultanés ou atteignent au même moment leur maximum. Pour obtenir une estimation valable de ces apports et limiter la puissance maximale de l'installation à une valeur économique, nous serons amenés à appliquer des **coefficients de simultanéité** à l'ensemble des gains intérieurs ou à certains d'entre eux.

Les gains intérieurs (enthalpie et humidité) ont essentiellement pour origine :

— **les occupants**
— **les machines électriques**
— **l'éclairage**
— **les tuyauteries, les conduits**
— **les processus industriels.**

1.1 - APPORTS DUS AUX OCCUPANTS

Nous avons montré au paragraphe 1.1.1 (Troisième Partie) que l'homme peut être assimilé à un « générateur thermique » dont une partie de l'énergie produite est utilisée pour maintenir constante la température intérieure du corps, l'autre partie devant être dissipée dans le milieu ambiant **sous forme de chaleur**. L'évacuation de cette chaleur se fait d'une **façon continue** et essentiellement par **convection** (26 % du total des échanges), par **rayonnement** (42 %) et par **évaporation** (32 %). La **figure 1.1.a** (Troisième Partie) montre que la quantité totale de chaleur évacuée et, par conséquent, les apports qui en résultent pour le local, sont fonction :

— de la **température sèche de l'air** du local
— du **degré hygrométrique** (50 % en moyenne)
— de **l'activité de l'individu** (métabolisme).

Le **tableau 1.1.I** donne les valeurs des quantités totales de chaleur et d'humidité dégagées par un occupant en fonction de son activité et dans un milieu ambiant où le degré hygrométrique est compris entre 40 et 70 % (50 % en moyenne). Ces valeurs correspondent à la quantité moyenne de chaleur et d'humidité dégagée par un homme adulte pesant 65 [kg] en bonne santé et pour un séjour supérieur à 3 heures dans le local climatisé considéré.

REMARQUES :

1 — ● Lorsque l'occupation d'un local est **exclusivement féminine**, on diminuera les chiffres du **tableau 1.1.I** de 20 [%].

● S'il s'agit d'**enfants**, on réduira les chiffres de 20 à 40 [%] suivant leur âge.

● Si la proportion d'hommes, de femmes et d'enfants n'est pas connue, on diminuera forfaitairement les chiffres du **tableau 1.1.I** de 10 [%].

2 — Les chiffres de la première colonne du **tableau 1.1.I** correspondent à l'apport global d'enthalpie,

TABLEAU 1.1.I — APPORTS DUS AUX OCCUPANTS

ENTHALPIE : [watt/personne] — HUMIDITE : [g/h, personne]

TYPE D'ACTIVITE	APPORT D'ENTHALPIE (métabolisme) [watt/pers.]	Température sèche du local [°C]													
		17		19		21		23		25		27		29	
		Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.
Assis au repos (salles de spectacle)	114	93	31	86	37	79	46	73	58	67	66	59	80	45	98
Assis, travail léger ou debout au repos (hôtels, locaux scolaires, appartements)	128	102	38	94	46	86	60	78	72	70	85	60	101	46	122
Assis, travail modéré — travail de bureau — travaux d'assemblage, de couture	145	109	51	100	61	90	80	82	95	72	110	61	127	46	147
Debout, travail léger — travaux de montage — magasins, banques — mécanicien radio	174	119	82	108	99	95	121	84	142	73	156	61	175	48	200
Travail modéré — vendeur actif — tôlier — marche réduite — machiniste	197	143	103	117	116	103	140	89	163	75	182	63	203	48	227
Travail actif — marche 3 [km/h] — supermarchés, grands magasins	232	142	126	126	141	111	170	96	196	81	216	65	237	51	260
Travail intense — serveur très actif — marche 3,5 [km/h] — travail en atelier — salles de gymnastique	290	172	192	153	213	137	245	119	274	104	290	87	34	72	337
Travail pénible — marche rapide — danse rapide — effort de poussée — piste de Bowling	406	208	290	189	319	172	357	153	386	138	404	119	428	100	460

c'est-à-dire au métabolisme de chaque occupant. Dans ce chiffre est inclus l'apport de chaleur par convection, rayonnement ainsi que l'apport de chaleur par évaporation.

Les chiffres des autres colonnes indiquent, en fonction de la température sèche du local, l'apport de **chaleur sensible** et la **masse d'humidité** dégagée dans le local.

Une partie de la chaleur sensible rayonnée par les occupants est absorbée puis emmagasinée par les parois et les matériaux environnants (effet d'accumulation). Au fur et à mesure que cette absorption se poursuit, la température des matériaux augmente et leur capacité d'accumulation diminue. Il en résulte que, au début, pendant la période d'accumulation, la chaleur sensible réellement cédée au local par rayonnement est faible. Elle augmente progressivement ensuite pour devenir maximale au bout d'un certain temps de présence des occupants.

Par contre, lorsque le local n'est plus occupé, toute la chaleur sensible emmagasinée est restituée au local pour constituer un « apport retardé » (voir figure 1.3.a).

Pour tenir compte de ce phénomène, on calcule les apports réels dus aux occupants par la relation suivante :

$$Q_r = C \cdot Q_s$$
$$[W] \qquad [W]$$

dans laquelle :

Q_s = chaleur sensible dégagée par les occupants.
C = coefficient de correction qui tient compte du temps d'occupation.

Les valeurs de C sont données en fin d'ouvrage (Annexe E).

1.2 - APPORTS DUS AUX MACHINES ÉLECTRIQUES

Les machines électriques que l'on peut rencontrer dans les locaux climatisés sont très diverses.

En raison de leur fonctionnement à l'intérieur même du local climatisé, **elles émettent toutes une certaine quantité de chaleur dans l'ambiance.** Certaines, **en plus**, dégagent de l'humidité.

Nous classerons ces machines électriques selon qu'elles dégagent ou non de l'humidité dans le local en plus d'une certaine quantité d'enthalpie.

1.2.1 - Machines électriques ne modifiant pas l'humidité du local

Rentrent dans cette catégorie :

— les **machines de bureaux :** machines à écrire, à calculer, machines comptables et ordinateurs

— les **moteurs électriques.**

Machines de bureaux

Une machine électrique utilisée dans un local dégage intégralement l'équivalent calorifique de la puissance électrique moyenne absorbée.

Ainsi, une machine électrique absorbant pour son fonctionnement une puissance de 1 [kW] dégage en une heure d'**utilisation continue** 1 [kWh].

$$1\ [kw] = 860\ [kcal/h]$$

Les puissances électriques absorbées par les machines de bureau sont données par les Constructeurs. Mais il est difficile, au début de l'étude d'une installation de climatisation, de savoir quel sera dans un bureau :

— le **nombre** de machines utilisées

— le **type** de machines utilisées : machines à écrire, machines comptables, calculateurs ou petits ordinateurs

— le **coefficient d'utilisation** de ces machines (utilisation continue ou par intermittences).

Pour répondre à ces questions, l'ingénieur ou le technicien sera amené à faire un certain nombre d'hypothèses, compte tenu des renseignements que lui fourniront le promoteur ou la lecture du cahier des charges. Puis il calculera les apports (en première approximation) d'après les données du **tableau 1.2.I.**

TYPE DE MACHINE ELECTRIQUE	APPORT [w]
Machine à écrire	58 à 116
Machine à calculer (imprimante ou non)	58 à 116
Machine comptable	70 à 140
Machine à photocopier :	
— 100 copies par heure	58 à 116
— 200 copies "	116 à 232
— 500 copies "	580 à 1 160
— 1 000 copies et plus "	1 160 à 2 320
Machine à tirer les plans automatique (semi-humide)	
— vitesse de sortie :	
• 40 [m/h]	580 à 1 160
• 100 [m/h]	1 160 à 1 740
• 200 [m/h]	3 500 à 4 640
• 400 [m/h]	4 640 à 5 800
• 600 [m/h]	5 800 à 8 120
Ordinateurs	consulter le Constructeur

TABLEAU 1.2.I — VALEURS MOYENNES DES APPORTS CALORIFIQUES DUS AUX MACHINES DE BUREAU

Les moteurs électriques

Les moteurs électriques entraînant des machines tournantes sont une source importante d'émission de chaleur du fait de la transformation d'une partie plus ou moins grande de l'énergie électrique absorbée en énergie calorifique.

Un moteur électrique est caractérisé par :

— une **puissance effective** (ou nominale) W_e exprimée en watts ou kilowatts. Cette puissance correspond généralement à la puissance fournie à la machine entraînée

— un **rendement** η qui est le rapport de la puissance We fournie à la machine à la puissance absorbée Wa

$$\eta = \frac{W_e}{W_a}$$

La différence $Wa - We$ représente les pertes diverses à l'intérieur de la carcasse du moteur (pertes par effet Joule, par hystérésis et courants de Foucault, pertes mécaniques par frottement, etc...).

Pour déterminer l'émission de chaleur de l'ensemble moteur électrique et machine entraînée, on est amené à distinguer quatre cas d'installation :

1[er] cas : le moteur et la machine entrainée sont dans le local climatisé (fig. 1.2.a)

Dans ce cas, toute l'énergie électrique absorbée est dissipée dans le local sous forme de chaleur. L'apport horaire dû à l'ensemble moteur-machine est égal à l'équivalent calorifique de la puissance absorbée par le moteur.

On a les relations :

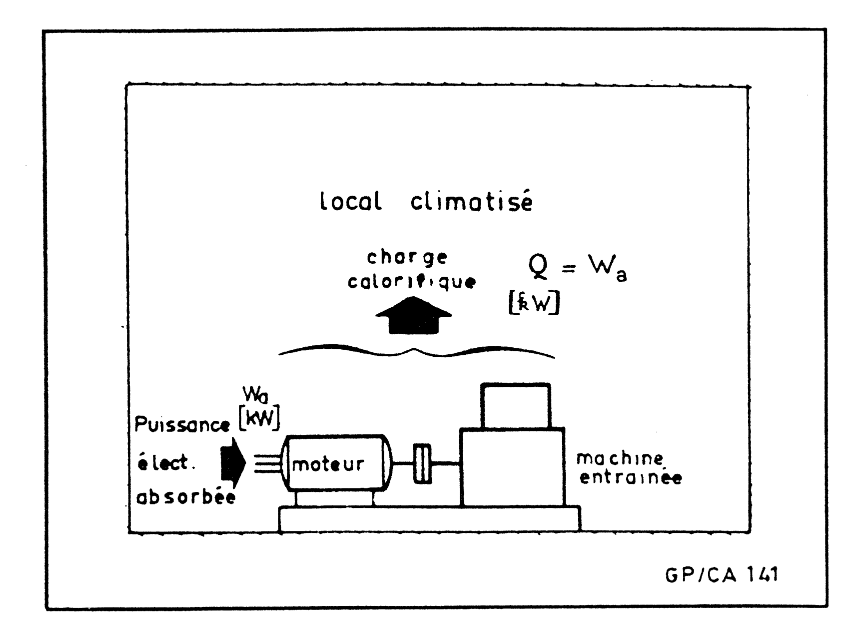


Fig. 1.2.a — Le moteur et la machine entraînée sont dans le local climatisé

$$\begin{array}{cc} Q = W_a \\ [kW] \quad [kW] \end{array}$$

ou

$$\begin{array}{cc} Q = 736\ W_a \\ [W] \quad [ch] \end{array} \qquad \textbf{(1.2.A)}$$

Q : apport calorifique dans le local climatisé [W] ou [kW]

W_a: puissance électrique absorbée par le moteur d'entraînement en [kW] ou [ch].

On rappelle que :

$$1\,[ch] = 0{,}736\,[kW]$$

EXEMPLE :

Un moteur asynchrone triphasé a une puissance effective de 1,47 [kW]. Son rendement est 80 [%]. Il entraîne une fraiseuse située dans un atelier climatisé. Calculons l'apport que l'ensemble moteur-fraiseuse cède à l'atelier.

Calculons la puissance électrique absorbée :

$$\eta = \frac{W_e}{W_a}$$

donc

$$W_a = \frac{W_e}{\eta} = \frac{1{,}47}{0{,}8}$$

$$W_a = 1{,}84\,[kW]$$

La charge calorifique théorique est alors :

$$Q_{th} = \underline{1840}\,[W]$$

Ce résultat suppose que le moteur tourne constamment et que l'outil de la fraiseuse travaille sans arrêt. Il est évident que, dans la réalité, les choses ne se passent pas ainsi. Il faut donc envisager un « **coefficient d'utilisation** » qui peut être fixé par le Constructeur. Il varie pratiquement entre 0,30 et 0,90.

Supposons pour notre exemple qu'il soit fixé à 0,50. La charge calorifique réelle due à l'ensemble moteur-fraiseuse est alors :

$$Q_r = 1840 \times 0{,}50$$

$$Q_r = \underline{920}\,[W]$$

2me cas : moto-pompes et moto-ventilateurs dans le même local climatisé (fig. 1.2.b)

Dans ce cas, le moteur électrique et la machine sont généralement dans le même local climatisé, mais une grande partie de l'énergie est transmise au fluide véhiculé à l'extérieur du local.

La charge calorifique cédée au local est la différence entre l'énergie électrique absorbée par le moteur et l'énergie cédée au fluide pour son transport.

La puissance cédée au fluide (air ou eau) à la sortie de la machine (ventilateur ou pompe) est donnée par la relation **3.2.D** (4me Partie) :

$$W_u = \Delta_p \cdot q_{v,m}$$
$$[W] \quad [Pa] \, [m^3/s]$$

dans laquelle :

Δ_p : pression du ventilateur ou hauteur manométrique de la pompe [Pa]

$q_{v,m}$: débit volumique moyen [m³/s].

On en déduit la charge calorifique résultante dans le local climatisé :

$$Q = W_a - W_u$$

soit

$$Q = \frac{W_e}{\eta} - \Delta_p \cdot q_{v,m}$$
$$[W]$$

η : rendement du moteur électrique

ou encore

$$Q = \left[\frac{W_e}{\eta} - \Delta_p \cdot q_{v,m}\right] \qquad \textbf{(1.2.B)}$$
$$[W] \quad [W] \quad [Pa] \cdot [m^3/s]$$

EXEMPLE :

Un ventilateur est entraîné par un moteur de puissance effective 2 [ch] et de rendement 82 [%]. Le ventilateur a un débit volumique de 10 000 [m³/h] et une charge de 250 [Pa]. L'ensemble moteur - ventilateur est dans un local climatisé. Calculons l'apport calorifique dans ce local.

La puissance électrique absorbée par le moteur est :

$$W_a = \frac{2 \times 736}{0,82}$$

$$W_a = 1800 \, [W]$$

La puissance fournie au fluide par le ventilateur est :

$$W_u = 250 \cdot \frac{10\,000}{3600}$$

$$W_u = 695 \, [W]$$

L'apport calorifique dans le local est alors :

$$Q = [1800 - 695]$$

$$Q = 1105 \, [W]$$

3ème cas : seul le moteur est dans le local climatisé (fig. 1.2.c)

Dans ce cas, l'apport calorifique est égal aux pertes diverses à l'intérieur de la carcasse du moteur. On a par conséquent la relation :

$$Q = W_a - W_e$$

soit

$$Q = W_a \, (1 - \eta)$$
$$[W]$$

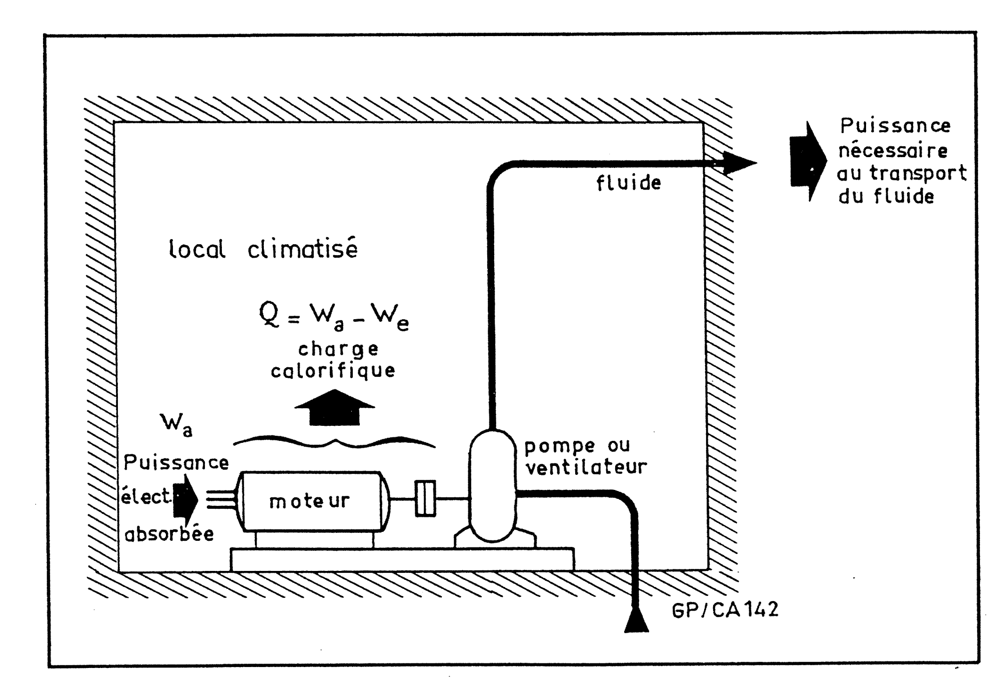


Fig. 1.2.b — Cas de moto-pompes ou moto-ventilateurs

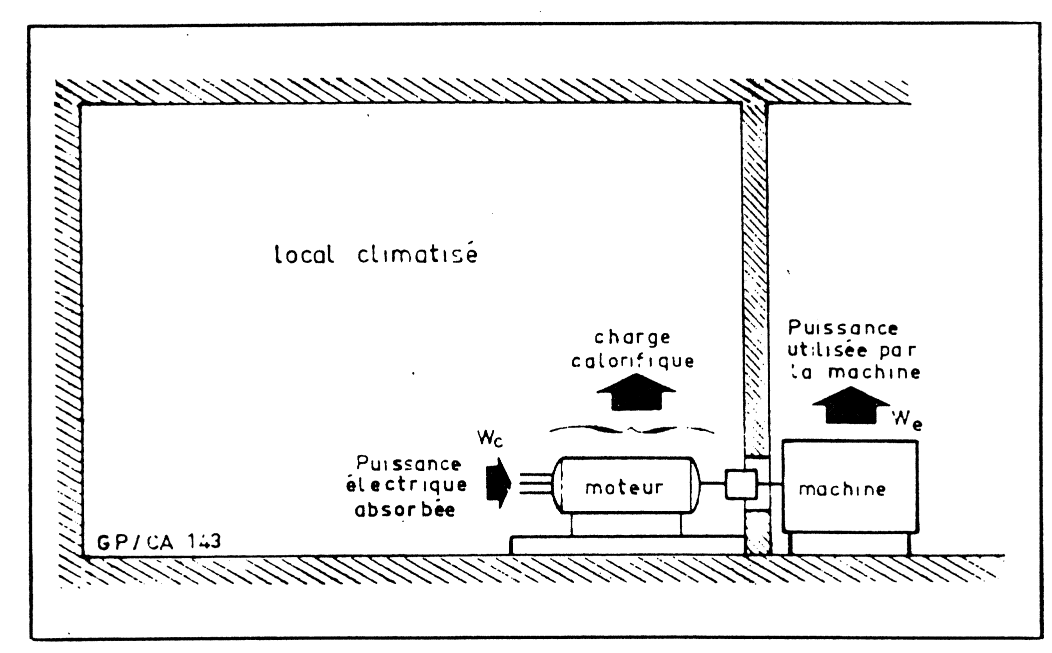


Fig. 1.2.c — Le moteur est seul dans le local climatisé

ou

$$Q = W_a\ (1 - \eta) \qquad \text{(1.2.C)}$$
$$[W] \quad [W]$$

L'apport calorifique horaire est donc la différence entre la puissance électrique absorbée et la puissance nominale du moteur.

4ème cas : seule la machine est dans le local climatisé (fig. 1.2.d)

L'apport calorifique horaire est égal à la **puissance nominale** du moteur électrique :

$$Q = W_e \qquad \text{(1.2.D)}$$
$$[W] \quad [W]$$

S'il s'agit d'une pompe ou d'un ventilateur entraîné par un moteur électrique, l'apport calorifique horaire dans le local correspond à la différence entre la puissance nominale du moteur électrique W_e et la puissance cédée au fluide par la pompe (ou le ventilateur).

On a la relation :

$$Q = [W_e - \Delta_p \cdot q_{v,m}] \qquad \text{(1.2.E)}$$
$$[W] \quad [W] \quad [Pa] \quad [m^3/s]$$

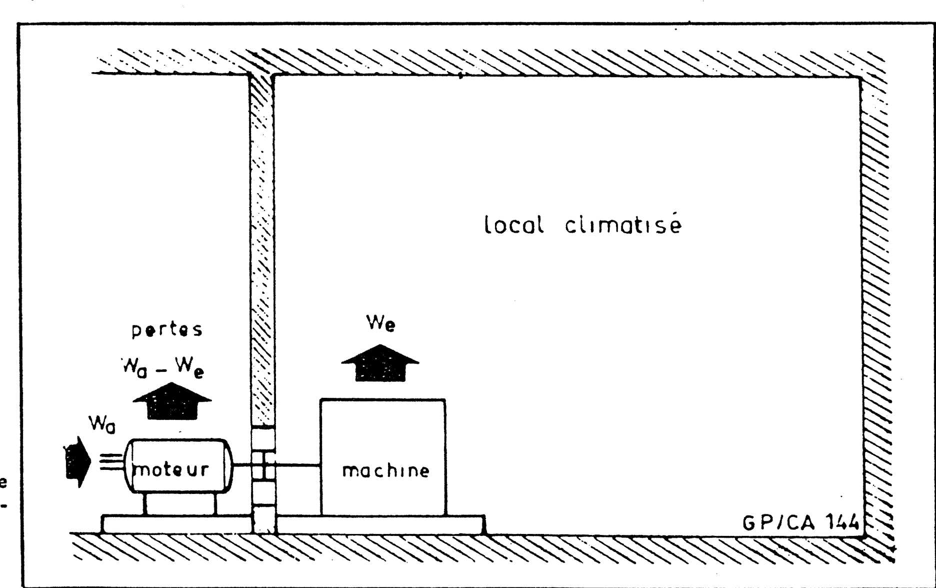


Fig. 1.2.d — La machine est seule dans le local climatisé

REMARQUE :

La puissance absorbée par un moteur électrique est théoriquement égale à la puissance nominale divisée par le rendement :

$$W_a = \frac{W_e}{\eta}$$

Cela n'est vrai que si le moteur électrique fonctionne à sa charge normale.

Or, il peut parfois fonctionner à **charge réduite** ou éventuellement en **surcharge**. Dans ces cas, le rendement du moteur varie considérablement.

Mais il est difficile, au début d'une étude de climatisation, de savoir quelles seront les conditions réelles de fonctionnement d'un moteur électrique.

On suppose alors que les moteurs électriques fonctionnent à pleine charge et on adopte les rendements moyens donnés au **tableau 1.2.II** en fonction de la puissance nominale W_e du moteur.

1.2.2. - Machines électriques modifiant l'humidité du local

Ces machines électriques sont caractérisées par un apport d'enthalpie dans le local climatisé où elles sont installées et par un dégagement d'humidité.

Si les apports de ces machines sont très importants, on a parfois intérêt à prévoir une extraction mécanique localisée efficace (hotte) qui permet une diminution importante des apports dans le local (50 à 70 [%]).

Le **tableau 1.2.III** (page suivante) donne les charges d'enthalpie et d'humidité de divers appareils électriques **installés sans hotte d'extraction.**

1.3 - APPORTS DUS A L'ÉCLAIRAGE

1.3.1 - Généralités

En raison du fonctionnement de l'éclairage à l'intérieur même des locaux climatisés, **on considère que toute l'énergie électrique consommée se transforme intégralement en chaleur** (aucun apport d'humidité).

Cette chaleur est dégagée :

— par **convection avec l'air ambiant**

— par **rayonnement** absorbé par les parois et les matériaux environnants.

Les proportions de chaleur émises par convection et rayonnement dépendent essentiellement du type d'ampoules ou de luminaires utilisés.

Il existe actuellement deux types de luminaires :

— les luminaires à **incandescence**

— les luminaires à **fluorescence.**

PUISSANCE NOMINALE		RENDEMENT A PLEINE CHARGE	PUISSANCE NOMINALE		RENDEMENT A PLEINE CHARGE
[W]	[ch]	[%]	[kW]	[ch]	[%]
37	1/20	40	1,1	1,5	80
61	1/12	50	1,47	2	80
92	1/8	55	2,2	3	81
122	1/6	60	3,7	5	82
184	1/4	64	5,5	7,5	85
245	1/3	66	7,36	10	85
368	1/2	70	11	15	86
550	3/4	72	14,7	20	87
736	1	80	18,4	25	88
			22	30	89
			29,4	40	89
			37	50	90

TABLEAU 1.2.II — RENDEMENTS MOYENS DES MOTEURS ELECTRIQUES A CAGE D'ECUREUIL (TYPE OUVERT) EN FONCTION DE LA PUISSANCE NOMINALE

REMARQUE :

Dans certains locaux climatisés où la puissance d'éclairage est très importante, on envisage parfois le **refroidissement des luminaires** par circulation d'air ou d'eau.

Dans ce cas, les luminaires sont encastrés dans un faux plafond par lequel s'effectue la reprise d'air du local. Une grande partie de la chaleur dégagée par l'éclairage est ainsi évacuée par les conduits de reprise.

1.3.2 - Calcul des apports réels

L'énergie rayonnée par l'éclairage correspond à la plus grande partie de l'énergie électrique absorbée (80 [%] pour l'éclairage par incandescence et 50 [%] pour l'éclairage fluorescent).

Une partie de cette énergie rayonnée est d'abord absorbée puis emmagasinée par les parois et les matériaux environnants (effet d'accumulation).

Au fur et à mesure que cette absorption se poursuit, la

TABLEAU 1.3.I — PROPORTIONS DE CHALEUR EMISES PAR CONVECTION ET RAYONNEMENT PAR LES DIVERS TYPES DE LUMINAIRES

TYPE DE LUMINAIRES	RAYONNEMENT		CONVECTION ET CONDUCTION PAR LE SUPPORT
	LUMINEUX	INFRA-ROUGE	
à incandescence	10 [%]	70 [%]	20 [%]
à fluorescence (1)	20 [%]	30 [%]	50 [%]

(1) Des tubes dits à « haut rendement », plus lumineux, entraînent des dégagements calorifiques plus faibles. Consulter les documents techniques des constructeurs.

TYPE D'APPAREIL	PUISSANCE NOMINALE [W]	APPORTS D'ENTHALPIE [W]	APPORTS D'HUMIDITE [kg/h]	DUREE DE FONCTIONNEMENT NORMAL [mn]
Appareils ménagers :				
— four électrique	3 000	3 000	0,88	45 à 60
— cuisinière électrique	3 000	3 000	2,16	60
	5 000	5 000	3,60	60
— grille-pain	500	500	0,14	5 à 15
— plaque chauffante	500	500	0,40	15 à 30
	1 000	1 000	0,80	15 à 30
— moulin à café	500	500	0,20	1
— mixer	1 000	1 000	0,40	1
— réfrigérateur (100 l)	100	100	—	marche continue
— réfrigérateur (200 l)	175	175	—	marche continue
— stérilisateur	1 000	1 000	0,94	30
— machine à laver (3 kg)	3 000	3 000	2,16	60
— machine à laver (5 kg)	6 000	6 000	4,32	60
— fer à repasser	500	500	0,40	60
— aspirateur	200	200	—	5 à 15
— sèche-cheveux	500	500	0,23	5 à 15
	1 000	1 000	0,46	5 à 15
— radio	40	40	—	
Appareils de restaurants :				
— percolateurs avec chauffe-eau				
• 2 percolateurs 2 litres d'eau	600 à 800	300 à 400	0,1 à 0,2	marche continue
• 4 percolateurs 20 litres d'eau	4 000 à 5 000	1 000 à 2 000	0,5	marche continue
— table chauffante	fonction de la surface			
• avec chauffe-assiettes	4 200 [W/m²]	2 200 [W/m²]	1,6 [kg/m² h]	marche continue
• sans chauffe-assiettes	3 200 [W/m²]	1 750 [W/m²]	1,7 [kg/m² h]	marche continue
— grille-pain				
• 2 tranches	2 200	1 900	0,55	marche continue
• 4 tranches	2 500	1 750	1,1	marche continue
— gril à sandwiches	1 600	800	0,3	marche continue
— gril à viande (250 × 300 [mm])	3 000	1 750	0,9	marche continue
— moule à gaufres (300 × 330 [mm])	750	500	0,3	marche continue
— friteuse				
• 5 [l] d'huile	2 600	1 200	1	marche continue
• 10 [l] d'huile	7 000	3 000	2,4	marche continue

TABLEAU 1.2.III — CHARGES D'ENTHALPIE ET D'HUMIDITE DUES AUX APPAREILS ELECTRIQUES INSTALLES DANS DES LOCAUX CLIMATISES SANS HOTTE D'EXTRACTION (VALEURS MOYENNES)

température du matériau augmente et sa capacité d'accumulation diminue. De sorte que, au début, pendant la période d'accumulation, la chaleur réellement cédée au local par rayonnement est faible. Elle augmente progressivement ensuite pour devenir maximale au bout d'un certain temps de fonctionnement de l'éclairage.

Par contre, lorsqu'on arrête l'éclairage, toute la chaleur emmagasinée est restituée au local pour constituer un « apport retardé » **(fig. 1.3.a)**.

Pour tenir compte de ce phénomène en le simplifiant valablement, on calcule les apports réels dus à l'éclairage par la relation suivante :

$$\underset{[W]}{\text{Apports réels}} = M \cdot \underset{[W]}{W_a} \qquad \textbf{(1.3.A)}$$

dans laquelle :

W_a : **puissance électrique réellement installée pour l'éclairage** [W]. On majorera de 20 [%] la puissance nominale des ampoules ou des tubes fluorescents pour tenir compte de la puissance absorbée par les supports lorsque les luminaires ne sont pas encastrés.

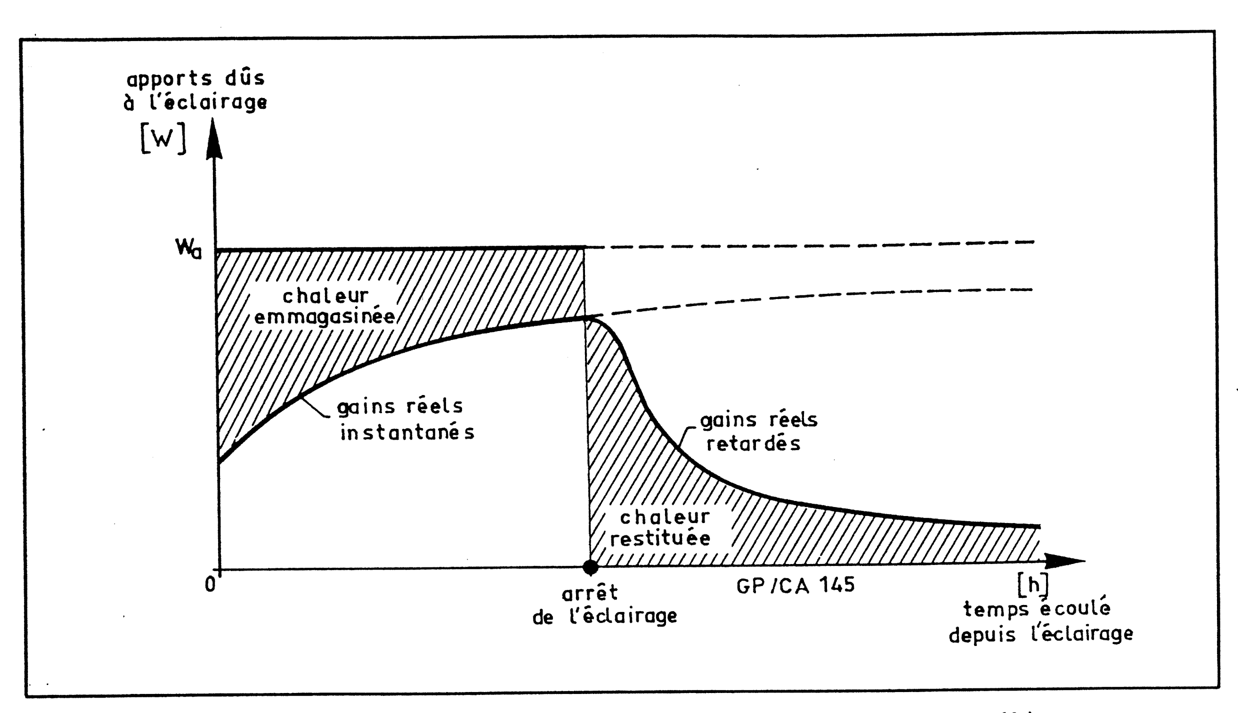


Fig. 1.3.a — Apports réels dus à l'éclairage (apports instantanés et retardés)

M: **coefficient de correction** sans dimension qui tient compte des facteurs suivants :

- le type d'éclairage (fluorescent ou incandescent)
- le temps écoulé après l'allumage de l'éclairage [h]
- la masse moyenne des parois exprimée en kilogrammes par mètre carré et qui caractérise la capacité d'absorbtion moyenne des matériaux constituant les parois [kg/m²]
- la durée de l'éclairage [h]
- la durée de fonctionnement de l'installation de climatisation qui intervient par l'inertie aéraulique qu'elle crée dans le local climatisé.

Les valeurs du coefficient de correction M qui intervient dans la relation 1.3.A sont données par les **tableaux 1.3.II à 1.3.IV.**

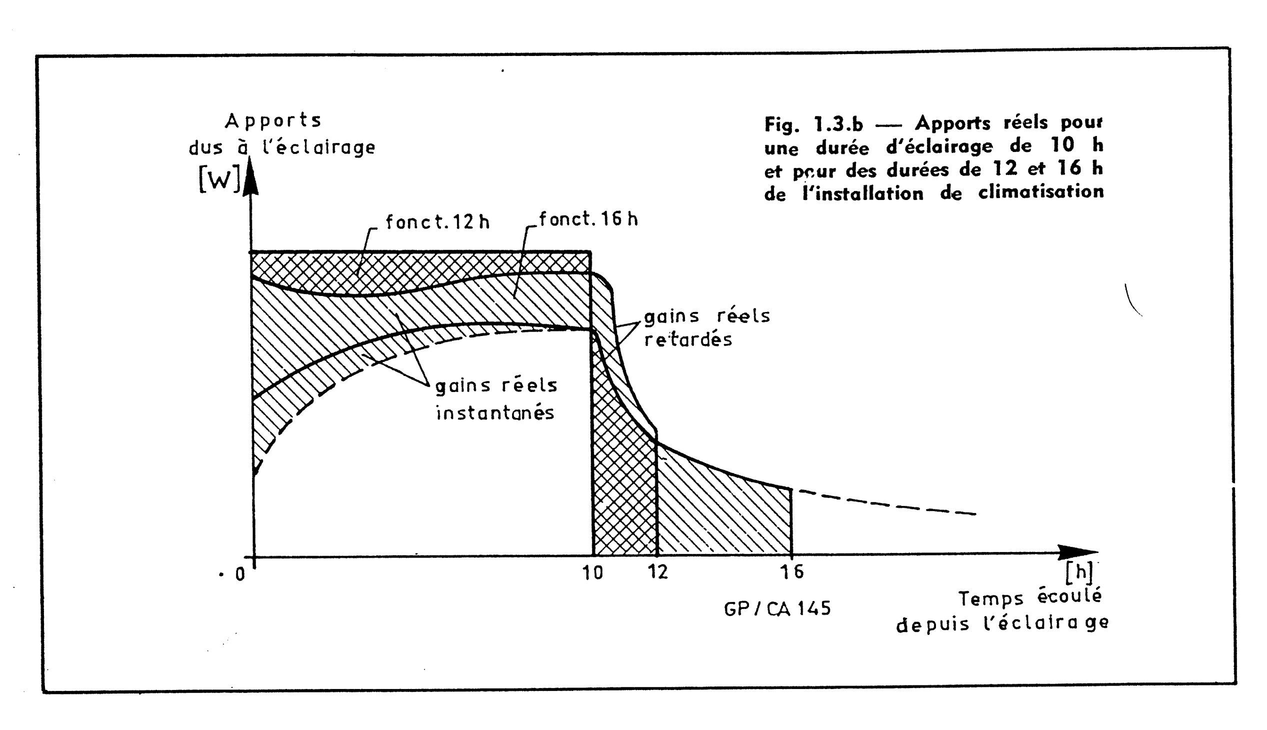


Fig. 1.3.b — Apports réels pour une durée d'éclairage de 10 h et pour des durées de 12 et 16 h de l'installation de climatisation

TABLEAU 1.3.II — VALEUR DU CO

Eclairage fluoresc

DUREE DE L'ECLAIRAGE [h]	TYPE DE CONSTRUCTION DU BATIMENT	TEMPS ECOULE APRES									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	lourde	0,37	0,67	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14
1	moyenne	0,31	0,67	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12
1	légère	0,25	0,74	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02
2	lourde	0,37	0,67	0,71	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15
2	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13
2	légère	0,25	0,74	0,83	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03
3	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17
3	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15
3	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04
4	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19
4	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16
4	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05
5	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,29	0,26	0,23	0,20
5	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,30	0,26	0,22	0,19
5	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,26	0,17	0,12	0,08
6	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,29	0,26	0,23
6	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,30	0,26	0,22
6	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,26	0,17	0,12
7	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,29	0,26
7	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,30	0,26
7	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,26	0,17
8	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,29
8	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,30
8	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,26
9	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
9	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
9	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
10	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
10	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
10	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
11	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
11	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
11	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
12	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
12	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
12	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
13	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
13	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
13	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
14	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
14	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
14	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
15	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
15	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
15	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
16	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
16	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,31	0,83	0,85	0,87	0,88
16	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
17	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
17	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
17	légère	0,25	0,74	0,33	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
18	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
18	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
18	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
⩾ 19	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
⩾ 19	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
⩾ 19	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98

FICIENT M (APPORTS DUS A L'ECLAIRAGE)

(luminaires non encastrés)

L'ALLUMAGE DE L'ECLAIRAGE [h]

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0
0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	—	—	—
0,01	0,01	0,01	0	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0
0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	—	—
0,02	0,01	0,01	0,01	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0
0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	—	—	—	—	—	—	—	—
0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0
0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	—	—	—	—	—	—	—
0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03
0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	—	—	—	—	—	—
0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	—	—	—	—	—
0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03
0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	—	—	—	—
0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	—	—	—
0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07
0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	—	—
0,87	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
0,90	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	—
0,87	0,89	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09
0,90	0,92	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07
0,99	0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0
0,87	0,89	0,90	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10
0,90	0,92	0,94	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08
0,99	0,99	1	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01
0,87	0,89	0,90	0,92	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11
0,90	0,92	0,94	0,95	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09
0,99	0,99	1	1	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01
0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12
0,90	0,92	0,94	0,95	0,97	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10
0,99	0,99	1	1	1	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,95	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14
0,90	0,92	0,94	0,95	0,97	0,99	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12
0,99	0,99	1	1	1	1	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02
0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,95	0,96	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15
0,90	0,92	0,94	0,95	0,97	0,99	1	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13
0,99	0,99	1	1	1	1	1	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03
0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,95	0,96	0,98	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17
0,90	0,92	0,94	0,95	0,97	0,99	1	1	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15
0,99	0,99	1	1	1	1	1	1	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04
0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,95	0,96	0,98	0,99	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19
0,90	0,92	0,94	0,95	0,97	0,99	1	1	1	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16
0,99	0,99	1	1	1	1	1	1	1	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05
0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,95	0,96	0,98	0,99	1	0,29	0,26	0,23	0,20
0,90	0,92	0,94	0,95	0,97	0,99	1	1	1	1	0,30	0,26	0,22	0,19
0,99	0,99	1	1	1	1	1	1	1	1	0,26	0,17	0,12	0,08

TABLEAU 1.3.III — VALEUR DU COEFFI

Eclairage fluorescent (appareils encastrés

DUREE DE L'ECLAIRAGE [h]	TYPE DE CONSTRUCTION DU BATIMENT	TEMPS ECOULE APRES									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	lourde	0,34	0,55	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18
1	moyenne	0,24	0,56	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15
1	légère	0,17	0,65	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03
2	lourde	0,34	0,55	0,61	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20
2	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17
2	légère	0,17	0,65	0,77	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04
3	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23
3	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18
3	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05
4	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25
4	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20
4	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07
5	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,39	0,35	0,31	0,28
5	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,40	0,34	0,29	0,25
5	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,35	0,23	0,16	0,11
6	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,39	0,35	0,31
6	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,40	0,34	0,29
6	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,35	0,23	0,16
7	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,39	0,35
7	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,40	0,34
7	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,35	0,23
8	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,39
8	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,40
8	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,35
9	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
9	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
9	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
10	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
10	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
10	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
11	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
11	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
11	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
12	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
12	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
12	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
13	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
13	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
13	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
14	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
14	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
14	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
15	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
15	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
15	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
16	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
16	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
16	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
17	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
17	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
17	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
≥ 18	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
≥ 18	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
≥ 18	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98

M (APPORTS DUS A L'ECLAIRAGE)

clairage incandescent non encastré

UMAGE DE L'ECLAIRAGE [h]

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0
0,01	0,01	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03
0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0
0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	—	—	—	—	—	—
0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
0,03	0,02	0,01	0,01	0	—	—	—	—	—	—	—	—
0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	—	—	—	—	—	—	—
0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03
0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	—	—	—	—	—	—
0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07
0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	—	—	—	—	—
0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	—	—	—	—
0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09
0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	—	—	—
0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10
0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07
0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	—	—
0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11
0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08
0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	—
0,86	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12
0,88	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09
0,99	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0
0,86	0,88	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14
0,88	0,90	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10
0,99	1	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01
0,86	0,88	0,90	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15
0,88	0,90	0,92	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12
0,99	1	1	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
0,86	0,88	0,90	0,92	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16
0,88	0,90	0,92	0,94	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14
0,99	1	1	1	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02
0,86	0,88	0,90	0,92	0,95	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18
0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15
0,99	1	1	1	1	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03
0,86	0,88	0,90	0,92	0,95	0,97	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20
0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17
0,99	1	1	1	1	1	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04
0,86	0,88	0,90	0,92	0,95	0,97	0,99	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23
0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	1	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18
0,99	1	1	1	1	1	1	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05
0,86	0,88	0,90	0,92	0,95	0,97	0,99	1	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25
0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	1	1	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20
0,99	1	1	1	1	1	1	1	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07

TABLEAU 1.3.IV — VALEUR DU COEF

Eclairage fluorescent ou incandescent encast

DUREE DE L'ECLAIRAGE [h]	TYPE DE CONSTRUCTION DU BATIMENT	TEMPS ECOULE APRES									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	lourde	0,23	0,33	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27
1	moyenne	0,17	0,33	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27	0,23
1	légère	0	0,48	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04
2	lourde	0,23	0,33	0,41	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31
2	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27
2	légère	0	0,48	0,66	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05
3	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34
3	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30
3	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07
4	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37
4	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32
4	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11
5	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,59	0,52	0,46	0,42
5	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,60	0,51	0,44	0,37
5	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,52	0,34	0,24	0,16
6	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,59	0,52	0,46
6	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,60	0,51	0,44
6	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,52	0,34	0,24
7	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,59	0,52
7	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,60	0,51
7	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,52	0,34
8	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,59
8	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,60
8	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,52
9	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72
9	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77
9	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97
10	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72
10	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77
10	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97
11	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72
11	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77
11	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97
12	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72
12	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77
12	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97
13	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72
13	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77
13	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97
14	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72
14	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77
14	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97
15	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72
15	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77
15	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97
16	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72
16	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77
16	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97
17	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72
17	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77
17	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97
≥ 18	lourde	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72
≥ 18	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77
≥ 18	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97

CIENT M (APPORTS DUS A L'ECLAIRAGE)

dans un faux plafond servant de plenum de reprise

'ALLUMAGE DE L'ECLAIRAGE [h]

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0,25	0,23	0,21	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06	0,03	0,01	0	—	—	—
0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,08	0,06	0,04	0,02	0	—	—	—
0,02	0,02	0,01	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,27	0,25	0,23	0,21	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06	0,03	0,01	0	—	—
0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,08	0,06	0,04	0,02	0	—	—
0,04	0,02	0,02	0,01	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06	0,03	0,01	0	—
0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,08	0,06	0,04	0,02	0	—
0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0	—	—	—	—	—	—	—	—
0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06	0,03	0,01	0
0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,08	0,06	0,04	0,02	0
0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0	—	—	—	—	—	—	—
0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06	0,03	0,01
0,32	0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,08	0,06	0,04	0,02
0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0	—	—	—	—	—	—
0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06	0,03
0,37	0,32	0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,08	0,06	0,04
0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0	—	—	—	—	—
0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06
0,44	0,37	0,32	0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,08	0,06
0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0	—	—	—	—
0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,18	0,15	0,12	0,09
0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,08
0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0	—	—	—
0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,18	0,15	0,12
0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10
0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0	—	—
0,74	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,18	0,15
0,79	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12
0,98	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0	—
0,74	0,79	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,18
0,79	0,82	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14
0,98	1	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0
0,74	0,79	0,82	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21
0,79	0,82	0,87	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16
0,98	1	1	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01
0,74	0,79	0,82	0,85	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23
0,79	0,82	0,87	0,90	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27	0,23	0,20	0,18
0,98	1	1	1	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02
0,74	0,79	0,82	0,85	0,87	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25
0,79	0,82	0,87	0,90	0,92	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27	0,23	0,20
0,98	1	1	1	1	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02
0,74	0,79	0,82	0,85	0,87	0,92	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27
0,79	0,82	0,87	0,90	0,92	0,95	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27	0,23
0,98	1	1	1	1	1	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04
0,74	0,79	0,82	0,85	0,87	0,92	0,95	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31
0,79	0,82	0,87	0,90	0,92	0,95	1	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27
0,98	1	1	1	1	1	1	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05
0,74	0,79	0,82	0,85	0,87	0,92	0,95	0,98	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34
0,79	0,82	0,87	0,90	0,92	0,95	1	1	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30
0,98	1	1	1	1	1	1	1	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07
0,74	0,79	0,82	0,85	0,87	0,92	0,95	0,98	1	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37
0,79	0,82	0,87	0,90	0,92	0,95	1	1	1	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32
0,98	1	1	1	1	1	1	1	1	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11

Remarques sur l'utilisation des tableaux 1.3.II à 1.3.IV

● Les valeurs du coefficient M sont données en fonction du **type d'éclairage.** On distingue dans ces tableaux :

— les appareils d'éclairage fluorescent non encastrés

— les appareils d'éclairage fluorescent encastrés qui ont le même coefficient M que les appareils à incandescence non encastrés

— les appareils à fluorescence ou à incandescence encastrés dans un faux plafond dans lequel se fait la reprise de l'air du local (luminaires refroidis par air ou par eau).

● Le coefficient M dépend du **type de construction du bâtiment** dont l'effet d'accumulation de l'énergie rayonnée par l'éclairage est fonction de la **masse de l'ensemble des parois d'un local par mètre carré de plancher** [kg/m²].

Dans les **tableaux 1.3.II à 1.3.IV,** on caractérise le type de construction de la façon suivante :

— **construction lourde :** masse des parois par mètre carré de plancher supérieure ou égale à 750 [kg/m²]

— **construction moyenne :** masse des parois par mètre carré de plancher comprise entre 500 et 750 [kg/m²]

— **construction légère :** masse des parois par mètre carré de plancher inférieure à 500 [kg/m²]. Les parois de ce type sont actuellement les plus fréquemment utilisées aussi bien pour les murs extérieurs que pour les planchers ou les cloisons. La plupart des bâtiments climatisés font appel à un type de construction légère à faible inertie, donc à faible pouvoir d'accumulation.

● Si **l'éclairage reste allumé pendant toute la durée de fonctionnement de l'installation, on prendra systématiquement un coefficient M égal à 1.** Si l'éclairage reste allumé pendant un temps inférieur à la durée de fonctionnement de l'installation, on trouvera dans les **tableaux 1.3.II à 1.3.IV** les valeurs du coefficient M correspondant au temps écoulé après l'allumage de l'éclairage et qui tiennent compte de l'inertie du local.

● Les valeurs du coefficient M données par les **tableaux 1.3.II à 1.3.IV** sont applicables uniquement **si la température intérieure des locaux reste constante,** ce que nous supposerons dans la majorité des cas que nous étudierons.

EXEMPLES :

1) — Un bureau de 5 × 4 [m] est constitué de parois de construction légère (masse des parois par mètre carré de surface de plancher inférieure à 500 [kg/m²].

Il y est prévu un éclairage permanent de 40 [W/m² de surface de plancher] obtenu grâce à des appareils non encastrés, du type fluorescent.

Ce local est maintenu à 25 [°C] pendant la période la plus chaude.

Déterminons les gains réels dus à l'éclairage à 15 heures, sachant que les appareils sont allumés à 9 heures, au moment où les employés arrivent et qu'ils sont éteints à 18 heures.

∴

A 15 heures, la durée de l'éclairage est de 6 heures. La valeur du coefficient M à considérer est donnée par le **tableau 1.3.II** (éclairage fluorescent non encastré). Le fonctionnement de l'installation étant permanent, on lira la valeur de M dans la colonne 6 (temps écoulé après l'allumage) et pour une durée d'éclairage égale à 9 heures.

La construction étant supposée légère, on en déduit

$$\underline{M = 0{,}96}$$

Les gains réels dus à l'éclairage sont à 15 heures (formule 1.3.A) :

$$Q_r = 0{,}96 \times (40 \times 5 \times 4) \times 1{,}20$$

$$Q_r = \underline{922}\ [W]$$

(Majoration de 20 % pour tenir compte de la chaleur émise par les supports).

2) — On considère le même bureau dans lequel l'éclairage a fonctionné entre 9 et 12 heures. Quel est l'apport dû à l'éclairage à 15 heures ?

Cet apport est dû à l'inertie des parois qui ont absorbé entre 9 et 12 heures l'énergie rayonnée par l'éclairage et qui la restituent entre 12 et 15 heures.

La valeur du coefficient M est à lire dans la colonne 6 (temps écoulé après l'allumage) et sur la ligne correspondant à la durée réelle de fonctionnement de l'éclairage, soit 3 heures.

La construction du bâtiment étant du type léger, on peut lire :

$$\underline{M = 0{,}12}$$

Par conséquent, les gains réels dus à l'éclairage sont à 15 heures :

$$Q_r = 0{,}12 \times (40 \times 5 \times 4) \times 1{,}20$$

$$Q_r = \underline{115}\ [W]$$

3) — Si nous supposons que l'éclairage est allumé nuit et jour d'une façon permanente, quelle que soit l'heure considérée, nous aurons :

$$\underline{M = 1}$$

soit un gain réel égal à :

$$Q_r = 1 \times (40 \times 5 \times 4)$$

$$Q_r = \underline{800}\ [W]$$

$$Q_v = 800 \times 1{,}2 = \underline{960}\ [W]$$

1.4 - PROCESSUS INDUSTRIELS

Les processus industriels susceptibles de produire des « charges » dans les locaux climatisés sont extrêmement variés.

Pourtant, ces processus doivent être étudiés très attentivement pour évaluer les variations d'enthalpie et d'humidité qu'ils créent à l'intérieur des locaux où ils se développent.

Leur multitude et souvent leur complexité font qu'il nous est impossible de les présenter tous dans le cadre de cette étude.

Toutefois, nous ne retiendrons parmi cette grande variété que deux processus qui semblent se présenter le plus souvent dans les études de climatisation.

Ce sont :

— la **combustion des appareils à gaz**
— **l'évaporation des surfaces d'eau.**

1.4.1 - Les appareils à gaz

La combustion d'un appareil à gaz dans un local climatisé a pour effet :

— d'augmenter l'**enthalpie** du local
— d'augmenter l'**humidité** dans le local.

L'enthalpie et l'humidité dégagées sont fonction de la puissance nominale de l'appareil qui s'exprime généralement en millithermies par heure (ou en millithermies par minute).

On rappelle que

$$1\,[mth/h] = 1\,[kcal/h] = 1{,}16\,[W]$$

L'installation de ces appareils peut se faire :

— **avec raccordement à un conduit d'évacuation** des gaz brûlés
— **sans raccordement à un conduit,** les produits de la combustion étant directement évacués dans le local (appareils de cuisson, chalumeaux, becs Bunsen, etc...).

1er cas : appareils raccordés à un conduit d'évacuation

Dans ce cas, on considère que l'apport dans le local climatisé ne comporte pas d'humidité, mais uniquement de « **l'enthalpie sensible** ».

- **Si le produit qui a été chauffé se refroidit à l'extérieur du local,** on considère que le dégagement de chaleur est au maximum égal à 20 [%] de la **puissance nominale** de l'appareil (puissance indiquée par le constructeur). Dans ce cas, l'apport de chaleur est dû exclusivement aux pertes calorifiques par convection et rayonnement de l'appareil à gaz. On a la relation :

$$\underset{[W]}{Q} = 0{,}20 \underset{[W]}{P_e} \qquad (1.4.A)$$

dans laquelle :

Q : dégagement de chaleur dans le local [W]

P_e : puissance nominale de l'appareil à gaz [W].

La relation précédente peut être aussi utilisée lorsqu'il s'agit d'appareils à gaz placés sous une **hotte efficace** (appareils de cuisson de cantines, restaurants).

- **Si le produit qui a été chauffé se refroidit dans le local,** on doit considérer comme « charge » calorifique totale l'équivalent de la puissance nominale de l'appareil :

$$\underset{[W]}{Q} = \underset{[W]}{P_e} \qquad (1.4.B)$$

C'est le cas en particulier des chauffe-eau ou chauffe-bains lorsque l'eau chaude est utilisée sur place.

2e cas : appareils non raccordés à un conduit d'évacuation (appareils de cuisine, de laboratoires, d'ateliers, etc...)

Dans ce cas, la totalité des produits de la combustion se dégage dans le local sous forme d'**enthalpie** et d'**humidité** :

- l'**enthalpie** apportée au local correspond intégralement au **débit thermique nominal** de l'appareil, c'est-à-dire **au produit** du débit nominal de l'appareil **par le pouvoir calorifique supérieur** du combustible gazeux utilisé.

  On a la relation :

$$Q = Q_{th} = q_v \cdot P_{cs} \qquad (1.4.C)$$

dans laquelle :

Q : enthalpie apportée au local [W]

Q_{th} : débit thermique nominal de l'appareil [W]

q_v : débit nominal de l'appareil [m³/s]

P_{cs} : pouvoir calorifique supérieur du combustible gazeux [J/m³].

- la quantité d'humidité dégagée dans le local provient essentiellement de la combustion de l'hydrogène ou des hydrocarbures contenus dans le combustible gazeux. Elle dépend par conséquent :

TABLEAU 1.4.I — PRINCIPALES CARACTERISTIQUES DE COMBUSTION DES COMBUSTIBLES GAZEUX (1)

COMBUSTIBLES GAZEUX	GAZ PAUVRE	GAZ DE VILLE	AIR PROPANE	GAZ NATUREL (Lacq)	GAZ NATUREL (Slochteren)	PROPANE COMMERCIAL	BUTANE COMMERCIAL	HYDROGENE	OXYDE DE CARBONE
Composition élémentaire (2)	[%] CO : 28 H_2 : 10 N_2 : 56 Divers : 6	[%] H_2 : 43 CH_4 : 23 CO : 13 N_2 : 14 Divers : 7	[%] C_3H_8 : 15 C_3H_6 : 11 N_2 : 58 O_2 : 15 Divers : 1	[%] CH_4 : 93 C_2H_6 : 4 Divers : 3	[%] CH_4 : 82 C_2H_6 : 2,7 N_2 : 14 Divers : 1,3	[%] C_3H_8 : 55 C_3H_6 : 40 Divers : 5	[%] C_4H_{10} : 79 C_3H_8 : 20 Divers : 1	H_2	CO
Pouvoir calorifique [kJ/m³] à 0 [°C] et Pression atmosphérique normale									
supérieur	5 100	18 800	27 200	41 200	35 100	98 200	120 000	12 900	12 800
inférieur	4 850	16 900	25 000	37 200	31 800	91 100	110 800	10 900	12 800
Densité d	0,87	0,55	1,14	0,60	0,64	1,54	2,07	0,07	0,97
Viscosité dynamique (10^{-4} poise)	0,82	0,82	0,61	0,60	0,47		0,45		
Volume d'air pour la combustion neutre de 1 [m³]	0,96	4,00	5,4	9,7	8,35	22,4	29,5	2,38	2,38
Volume des produits de combustion en [m³] (3)	1,62	4,2	5,7	8,8	9,38	24,8	31,8	1,88	2,88
Masse d'eau condensée [kg/m³]	0,1	0,75	0,78	1,6	1,5	2,8	3,7	0,8	0
Volume d'air [ℓ /kJ]	0,19	0,21	0,20	0,23	0,25	0,23	0,25	0,19	0,19
Volume de produits de combustion [ℓ /kJ]	0,32	0,22	0,21	0,22	0,28	0,25	0,26	0,15	0,22
Masse d'eau par [kW] en [kg/h]	0,07	0,15	0,10	0,14	0,15	0,10	0,11	0,22	0
Indice de Wobbe	1 310	6 100	6 100	12 700	10 500	19 000	21 000	11 500	3 100
Température de flamme [°C]	1 680	1 950	1 920	1 950	1 860	1 920	1 925	2 050	2 095
Pourcentage de CO_2 dans les fumées	21	13,6	14,1	11,6	11	14,1	13,8	0	34,8
Vitesse maximale de déflagration [cm/s]	35	70	40	40	30	40	35	250	50
Limites d'inflammabilité :									
inférieure [%]	20	12	8,5	5		2,4	1,8	4	12,5
supérieure [%]	74	36	34,5	14		9,3	78,8	75	75

(1) La composition des gaz industriels et leurs caractéristiques peuvent varier dans des limites plus ou moins larges suivant les procédés de fabrication ou la provenance.

(2) Méthane : CH_4 Ethane : C_2H_6 Propane : C_3H_8 Butane : C_4H_{10} Propène : C_3H_6.

(3) La vapeur d'eau est condensée.

— du **débit volumique nominal** de l'appareil (indiqué par le constructeur)

● — de **la nature du combustible gazeux.**

Le **tableau 1.4.I** donne les principales caractéristiques de combustion des combustibles gazeux actuellement utilisés, et en particulier la masse d'eau apportée par la combustion de chacun d'eux (en [kg/m³] ou en [kg pour 1 000 kJ]).

EXEMPLE :

On considère un laboratoire climatisé dans lequel sont installés un chauffe-eau à gaz de 125 [mth/mn] raccordé à un conduit de fumée, et différents becs Bunsen dont le débit volumique nominal total est 5 [l/s].

On estime à 0,4 le coefficient de simultanéité du fonctionnement de l'ensemble de ces appareils. Le combustible gazeux utilisé est du gaz naturel de Hollande.

Calculons les « charges » que créent ces appareils à gaz dans ce laboratoire climatisé.

Le chauffe-eau est raccordé à un conduit de fumée et l'eau puisée est utilisée sur place. La charge horaire thermique qu'il crée lorsqu'il fonctionne est égale à

$$Q = 1,16 \times 60 \; P_e$$
$$[W] \qquad [mth/mn]$$

soit

$$Q = 1,16 \times 60 \times 125$$

$$Q = \underline{8700} \; [W]$$

Les becs Bunsen ont un débit volumique nominal de 5 [l/s] soit 18 000 [l/h] ou 18 [m^3/h].

Le pouvoir calorifique supérieur du gaz naturel de Hollande **(tableau 1.4.I,** page précédente) est 35100 [kJ/m^3].

Par conséquent, l'enthalpie totale dégagée dans le laboratoire par heure de fonctionnement continu est égale à :

$$Q = \frac{18 \times 35100}{3600}$$

$$Q = \underline{175,5} \; [kW]$$

La quantité de vapeur d'eau dégagée dans le laboratoire est égale à 0,15 [kg/h] par kilowatt.
soit

$$m_v = 175 \times 0,15$$
$$[kg/h]$$

$$m_v = \underline{26,25} \; [kg/h]$$

Appliquons à ces résultats le coefficient de simultanéité de fonctionnement. On obtient

$$Q = (8700 + 175\,500)\; 0,4$$
$$[W]$$

$$Q = \underline{73680} \; [W]$$

(1) On envisage ici le pouvoir calorifique supérieur, puisque toute l'enthalpie dégagée par la combustion est intégralement « absorbée » par le local.

et

$$m_v = 26,25 \times 0,4$$

$$m_v = \underline{\underline{10,5}} \; [kg/h]$$

1.4.2 - Sources d'évaporation

Il est très fréquent que l'on ait à envisager dans un local climatisé les apports d'humidité provenant de l'**évaporation** d'un plan d'eau de plus ou moins grande surface (piscine, bassin, bac de refroidissement, etc...).

Pour pouvoir calculer les apports d'humidité qui en résultent, rappelons les lois de l'évaporation.

LOIS DE L'EVAPORATION

1er cas : l'air ambiant est calme $(w_a \leqslant 1 \; [dm/s])$

L'expérience montre que la masse d'eau évaporée, en kilogramme par heure et par mètre carré de surface d'évaporation, est donnée par la relation :

$$m_v = 1,35 \, . \, 10^{-4} \left(p_{vs,\theta} - p_v\right) \qquad \textbf{(1.4.D)}$$
$$[kg/m^2.h] \qquad [Pa]$$

dans laquelle

m_v : masse d'eau évaporée [kg/m^2.h]

$p_{vs,\theta}$: pression de vapeur saturante de la couche d'air saturée et immobile en contact avec l'eau [Pa] **(fig. 1.4.a)**

p_v : pression partielle de vapeur d'eau de l'air ambiant [Pa].

EXEMPLE :

Dans une piscine où l'air est considéré calme, l'eau du bassin est à 20 [°C]. L'air ambiant est à une température de 25 [°C], φ = 60 [%]. La surface du bassin est de 250 [m^2].

Calculons la masse d'eau évaporée par heure.

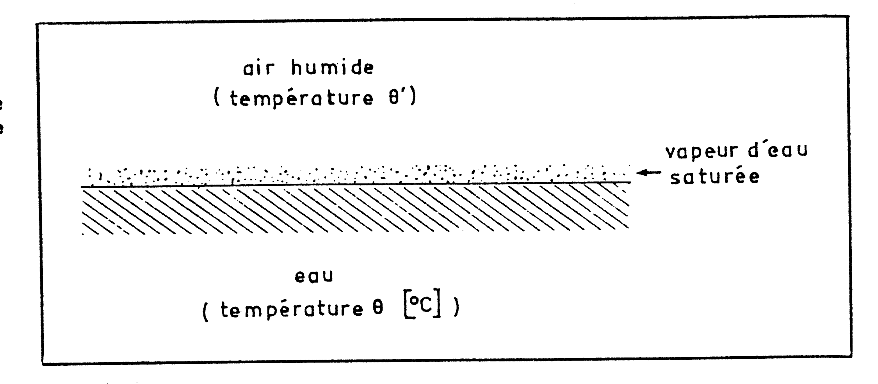


Fig. 1.4.a. — Phénomène d'évaporation à la surface d'un plan d'eau

La température de l'eau étant 20 [°C], la pression de vapeur saturante de la couche d'air saturée en contact avec l'eau est égale à :

$$p_{vs,20} = \underline{2337} \quad [Pa]$$

(Tableau 2.2.I, Première Partie).

D'autre part, pour φ = 60 [%], la pression partielle de vapeur d'eau de l'air ambiant est

$$p_v = \varphi \cdot p_{vs,25}$$

(formule 2.2.G, 1re Partie)

soit

$$p_v = 0{,}6 \cdot 3166$$

$$p_v \simeq \underline{1900} \quad [Pa]$$

Par conséquent :

$$m_v = 1{,}35 \cdot 10^{-4} (2337 - 1900)$$

$$m_v = 0{,}059 \quad [kg/m^2\,h]$$

La surface de la piscine étant 250 [m²], la quantité totale d'eau évaporée est égale à :

$$M_v = 0{,}059 \times 250$$

$$M_v = \underline{14{,}8} \quad [kg/h]$$

$$M_v = \underline{4{,}11} \, [g/s]$$

2e cas : la vitesse de l'air ambiant n'est plus négligeable $W_a > 1$ [dm/s]

Dans ce cas la masse d'eau évaporée en kilogramme par heure et par mètre carré de surface d'évaporation est donnée par la relation :

$$m_v = 1{,}35 \cdot 10^{-4} \left(1 + \frac{W_a}{1{,}16}\right)\left(p_{vs,\theta} - p_v\right)$$

$$[kg/m^2,h] \qquad [m/s] \qquad [Pa]$$

(1.4.E)

dans laquelle :

m_v : masse d'eau évaporée [kg/m².h]

$p_{vs,\theta}$ pression de vapeur saturante de l'air en contact avec l'eau [Pa]

p_v : pression partielle de vapeur d'eau de l'air ambiant [Pa]

W_a : vitesse relative moyenne de l'air au contact de l'eau [m/s].

EXEMPLE :

Reprenons l'exemple précédent et supposons que la vitesse moyenne de l'air au contact de l'eau est 0,5 [m/s].

Quels sont alors les apports d'humidité dans le local de la piscine ?

Pour obtenir ce résultat, il suffit de majorer le résultat précédent, soit 14,8 [kg/h], du facteur :

$$1 + \frac{W_a}{1{,}16} = 1{,}44$$

On obtient :

$$M_v = 14{,}8 \times 1{,}44$$

$$M_v = \underline{\underline{21{,}4}} \quad [kg/h]$$

$$M_v = \underline{5{,}94} \, [g/s]$$

1.5 - TUYAUTERIES ET CONDUITS INTÉRIEURS

Les tuyauteries et les conduits (calorifugés ou non) qui passent dans un local climatisé constituent une charge calorifique qui n'est pas toujours négligeable.

Selon que leur température est supérieure ou inférieure à celle de l'ambiance, il faut tenir compte d'un apport de chaleur ou au contraire d'une absorption calorifique.

1.5.1 - Tuyauteries d'eau chaude ou de vapeur

Ces tuyauteries sont généralement parcourues par de l'eau chaude à basse température ($\theta < 110$ [°C]) ou par de la vapeur d'eau à basse pression ($p < 0{,}5$ bar).

Elles sont destinées :

- soit à traverser simplement le local climatisé pour des raisons de servitude d'installation. Elles peuvent être en position **verticale** ou **horizontale** et elles sont généralement **calorifugées**
- soit à alimenter l'échangeur d'un appareil terminal de climatisation (ventilo-convecteur ou éjecto-convecteur). Dans ce cas, elles ne sont pas toujours calorifugées.

L'émission et, par conséquent, l'apport calorifique qui en résulte peut se calculer par la relation :

$$Q = k \cdot \ell \quad \text{[W]} \quad \text{[m]} \qquad \textbf{(1.5.A)}$$

dans laquelle :

Q : apport calorifique au local climatisé [W]
ℓ : longueur totale de tuyauterie mesurée à l'intérieur du local climatisé [m]
k : coefficient linéique d'émission de la tuyauterie [W/m]. Ce coefficient est donné par l'abaque de la **figure 1.5.a** pour les tuyauteries en acier non calorifugées et par les valeurs du **tableau 1.5.I** pour les tuyauteries en cuivre non calorifugées.

Le coefficient linéique d'émission est fonction :

— de l'écart entre la température moyenne de l'eau (ou de la vapeur) qui circule dans la tuyauterie et celle du local climatisé
— du diamètre nominal de la tuyauterie
— de la présence éventuelle d'un calorifuge.

Les **tableaux 1.5.II à 1.5.V** donnent les valeurs du coefficient linéique d'émission des tuyauteries calorifugées en fonction :

— de l'épaisseur de l'isolant [cm]
— de la conductivité de l'isolant [W/m °C]
— de l'écart entre la température de l'eau (ou de la vapeur) et celle du local climatisé [°C].

EXEMPLES :

Une tuyauterie d'eau chaude (60 [°C]) parcourt une salle de conférence climatisée sur une longueur de 15 mètres. Les conditions intérieures sont 25 [°C], 50 [%] et la tuyauterie en acier (∅ 40-49) est calorifugée par des coquilles de laine de verre ($\lambda = 0{,}03$) de 2 cm d'épaisseur.

Quel est l'apport calorifique de cette tuyauterie ?

∴

L'écart entre la température de l'eau chaude et celle du local est 35 [°C]. Le **tableau 1.5.II** indique pour un écart de 25 [°C] :

$$k_{25} = 8{,}2 \text{ [W/m]}$$

et pour un écart de 50 [°C] :

$$k_{50} = 17{,}2$$

Par interpolation, on obtient :

$$k_{35} = \underline{11{,}8} \text{ [W/m]}$$

Par conséquent, l'apport calorifique de cette tuyauterie est égal à :

$$Q = 11{,}8 \times 15 = \underline{177} \text{ [W]}$$

Si cette tuyauterie n'était pas calorifugée, l'apport serait égal à (**fig. 1.5.a**) :

$$Q = 15 \times 65 = \underline{975} \text{ [W]}$$

1.5.2 - Tuyauteries d'eau glacée

Les tuyauteries dans lesquelles circule de l'eau glacée sont **généralement calorifugées**, ne serait-ce que pour éviter la condensation de l'humidité de l'air au contact du tube froid non isolé. L'absorption de chaleur des tuyauteries d'eau glacée dans un local climatisé est donnée par la relation :

$$Q = k'\ell \left(\theta_i - \theta\right)$$

dans laquelle :

Q : absorption de chaleur (ou l'apport de froid) dans le local climatisé. Elle s'exprime en watt frigorifique
ℓ : longueur totale de tuyauterie mesurée à l'intérieur du local [m]
θ_i : température intérieure du local [°C]
θ : température de l'eau glacée ou de la « saumure » (1) circulant dans la tuyauterie [°C]

(1) On appelle « saumure » une solution ayant un point de congélation inférieur à 0 [°C]. C'est une solution de chlorure de sodium, d'éthylglycol ou de trichloréthylène dans l'eau.

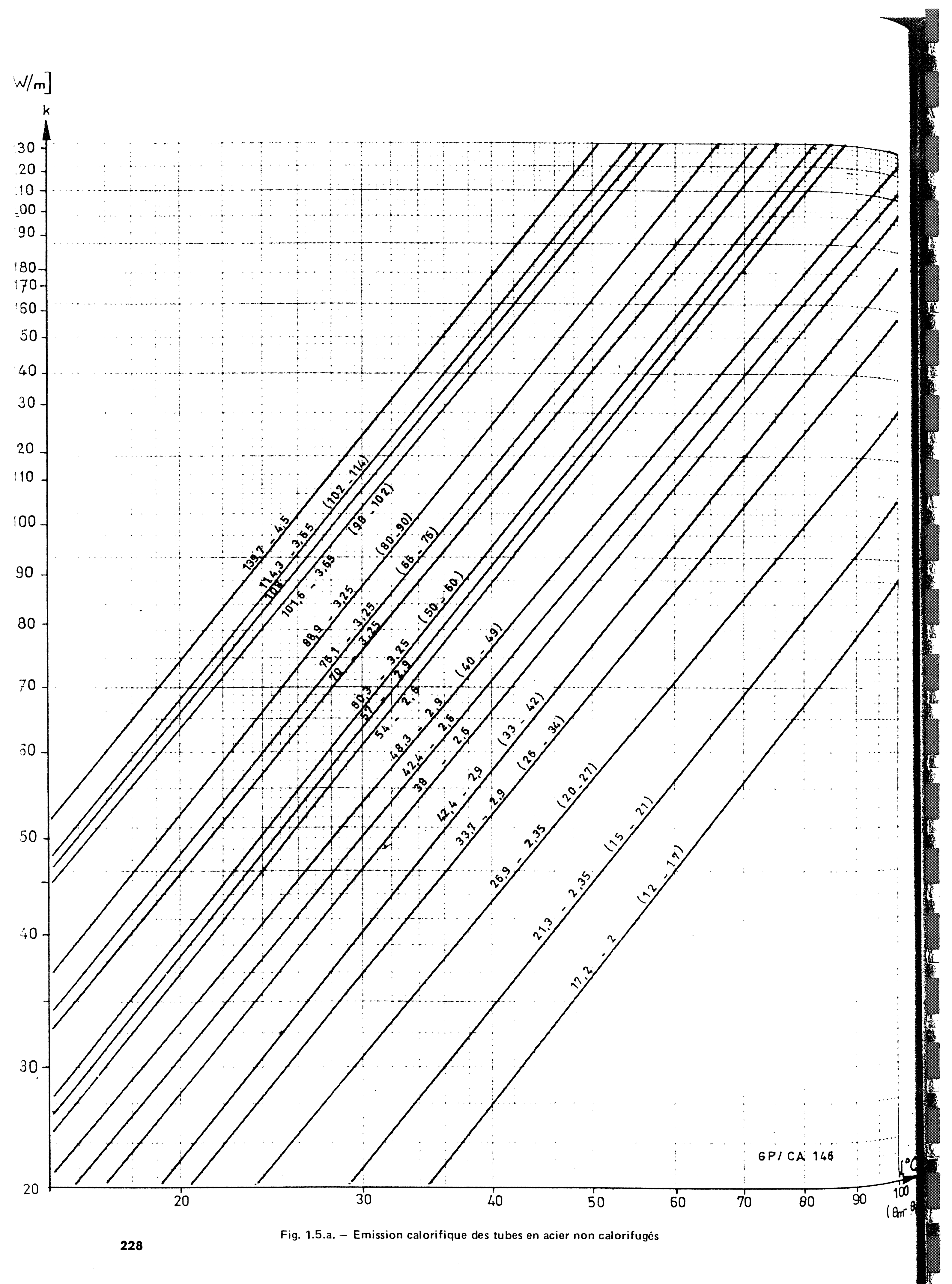


Fig. 1.5.a. – Emission calorifique des tubes en acier non calorifugés

Tableau 1.5.I — COEFFICIENT LINEIQUE D'EMISSION DES TUYAUTERIES EN CUIVRE NON CALORIFUGEES [W/m]

DESIGNATION DE LA TUYAUTERIE		ECART ENTRE LA TEMPERATURE DE L'EAU ET CELLE DE L'AMBIANCE [°C]						
Diamètre intérieur (mm)	Diamètre extérieur (mm)	20	30	45	60	75	95	110
8	10	4,9	8,2	12,4	18,7	24,6	33,5	41,0
10	12	5,8	9,4	15,3	22,5	30,0	40,1	48,7
12	14	6,4	10,0	16,8	23,9	32,4	43,0	53,1
14	16	6,8	10,6	18,2	26,3	34,7	45,9	57,4
16	18	7,4	11,6	19,1	16,6	37,0	49,4	61,3
18	20	8,0	12,5	20,1	29,9	39,3	52,8	65,0
20	22	8,8	14,2	22,5	33,3	44,1	58,6	72,3
26	28	9,5	15,7	24,9	36,5	48,7	64,3	79,5

Tableau 1.5.II — COEFFICIENT LINEIQUE D'EMISSION DES TUYAUTERIES CALORIFUGEES [W/m]

Epaisseur de l'isolant : 2 [cm]

DIAMETRE extérieur TUYAUTERIE	CONDUCTIVITE DE L'ISOLANT	ECART ENTRE LA TEMPERATURE DE L'EAU (OU DE LA VAPEUR) ET CELLE DU LOCAL [°C]				
[mm]	[W/m °C]	25	50	75	100	125
21,3 (DN 15)	0,04	4,6	9,6	15,2	21,3	25,8
	0,05	5,8	12,4	18,9	26,6	34,5
	0,06	7	15	23,2	32,4	41,6
	0,07	8	17,4	26,7	37,7	48,3
	0,08	9,2	19,8	33,1	42,6	55,7
26,9 (DN 20)	0,04	5,5	11,6	18,1	24,7	32,6
	0,05	6,8	14,0	22,9	31,2	41,1
	0,06	8,2	17,9	28,8	37,7	49,5
	0,07	9,6	20,5	32,0	44,0	58,0
	0,08	11,0	23,7	36,0	50,2	65,8
33,7 (DN 25)	0,04	6,4	13,0	20,65	29,0	37,2
	0,05	8,0	16,5	26,1	36,3	46,4
	0,06	9,7	20,1	31,2	43,5	55,6
	0,07	11,3	23,2	36,3	50,2	65,3
	0,08	12,9	26,6	41,3	57,1	73,7
42,4 (DN 32)	0,04	7,3	15,9	23,9	33,4	43,5
	0,05	9,2	19,4	30,2	41,5	54,5
	0,06	11,1	23,2	36,0	50,2	65,3
	0,07	13,0	26,8	42,0	58,0	75,6
	0,08	14,7	30,6	47,6	66,7	87,0
48,3 (DN 40)	0,04	8,2	17,2	27,6	37,7	49,7
	0,05	10,4	21,5	34,1	47,3	61,7
	0,06	12,4	26,1	41,0	57,1	74,4
	0,07	14,5	30,3	47,9	66,7	87,0
	0,08	16,5	34,8	54,2	76,3	99,8
60,3 (DN 50)	0,04	9,7	20,8	32,3	45,0	58,1
	0,05	12,3	25,9	40,3	56,6	72,9
	0,06	14,7	30,9	48,1	67,6	88,2
	0,07	17,4	36,4	56,5	79,8	102,7
	0,08	20,0	41,5	64,5	90,8	118,3

k' : coefficient d'absorbtion calorifique linéique de la tuyauterie normalement calorifugée [W/m °C].

Les valeurs de k' sont données au **tableau 1.5.VI** en fonction :

— du diamètre de la tuyauterie [mm]

— de la température du fluide (eau ou saumure) circulant dans la tuyauterie [°C].

Ces valeurs font intervenir la conductivité thermique moyenne des matériaux isolants les plus souvent utilisés, à savoir

$$\lambda = 0,04 \left[W/m\ °C \right]$$

Ces matériaux sont des laines de verre, du liège ou des matières plastiques expansées dont la conducti-

Tableau 1.5.III — COEFFICIENT LINEIQUE D'EMISSION DES TUYAUTERIES CALORIFUGEES [W/m]

Epaisseur de l'isolant : 3 [cm]

DIAMETRE extérieur TUYAUTERIE [mm]	CONDUCTIVITE DE L'ISOLANT [W/m °C]	ECART ENTRE LA TEMPERATURE DE L'EAU (OU DE LA VAPEUR) ET CELLE DU LOCAL [°C] 25	50	75	100	125
21,3 (DN 15)	0,04	4,0	8,7	13,3	18,9	24,8
	0,05	5,2	10,7	16,9	23,8	31,6
	0,06	6,2	13,1	20,3	28,5	38,1
	0,07	7,3	15,4	23,9	33,4	43,5
	0,08	8,2	17,4	27,3	37,7	49,7
26,9 (DN 20)	0,04	4,6	10,0	15,2	21,2	27,3
	0,05	5,8	12,6	19,6	26,6	34,6
	0,06	7,0	15,0	23,2	32,4	41,8
	0,07	8,0	17,4	27,3	37,7	48,3
	0,08	9,3	19,8	30,7	42,6	55,7
33,7 (DN 25)	0,04	5,3	11,1	17,9	25,2	31,6
	0,05	6,7	14,3	22,5	31,9	40,5
	0,06	8,1	17,2	26,8	37,7	48,4
	0,07	9,4	20,0	31,2	44,0	56,3
	0,08	10,8	22,7	35,5	49,8	64,2
42,4 (DN 32)	0,04	6,0	12,9	19,6	27,6	36,3
	0,05	7,7	16,6	24,6	34,8	45,4
	0,06	9,2	19,6	29,5	41,5	54,4
	0,07	10,8	22,7	34,5	48,4	62,9
	0,08	12,1	26,1	39,2	55,1	72,0
48,3 (DN 40)	0,04	6,7	14,0	21,7	29,9	39,3
	0,05	8,5	17,4	27,3	38,2	49,7
	0,06	10,2	21,0	32,6	45,5	59,2
	0,07	11,7	24,6	38,2	53,1	68,9
	0,08	13,5	28,0	43,5	60,4	78,5
60,3 (DN 50)	0,04	7,8	15,9	25,4	34,8	45,4
	0,05	9,5	20,1	31,6	44,0	56,8
	0,06	11,6	24,1	38,1	52,6	67,7
	0,07	13,6	28,1	44,1	61,3	79,2
	0,08	15,4	31,9	50,7	70,5	91,2

Tableau 1.5.IV — COEFFICIENT LINEIQUE D'EMISSION DES TUYAUTERIES CALORIFUGEES [W/m]

Epaisseur de l'isolant : 4 [cm]

DIAMETRE extérieur TUYAUTERIE [mm]	CONDUCTIVITE DE L'ISOLANT [W/m °C]	ECART ENTRE LA TEMPERATURE DE L'EAU (OU DE LA VAPEUR) ET CELLE DU LOCAL [°C] 25	50	75	100	125
21,3 (DN 15)	0,04	3,5	7,8	12,1	16,9	21,8
	0,05	4,6	9,5	15,2	20,8	27,8
	0,06	5,5	11,6	18,6	25,6	33,8
	0,07	6,3	13,8	21,7	29,9	39,9
	0,08	7,3	15,5	24,4	33,9	45,4
26,9 (DN 20)	0,04	4,0	8,7	13,8	18,3	24,8
	0,05	5,2	10,7	17,4	23,4	31,6
	0,06	6,2	13,1	20,3	28,5	38,1
	0,07	7,3	15,4	24,2	32,8	43,5
	0,08	8,2	17,4	28,8	37,7	49,7
33,7 (DN 25)	0,04	4,6	9,6	15,2	20,3	26,5
	0,05	5,8	12,4	18,9	26,1	33,9
	0,06	7,0	15,0	23,2	31,0	40,5
	0,07	8,0	17,4	26,7	36,3	47,2
	0,08	9,2	19,8	33,1	41,5	53,8
42,4 (DN 32)	0,04	5,1	10,4	16,4	23,2	29,7
	0,05	6,5	13,3	20,8	29,0	37,4
	0,06	7,9	16,0	25,1	34,8	45,4
	0,07	9,2	18,7	29,1	40,6	52,6
	0,08	10,6	21,3	32,9	46,4	59,9
48,3 (DN 40)	0,04	5,5	11,6	18,6	25,6	32,6
	0,05	6,8	14,0	23,2	31,9	41,1
	0,06	8,2	17,9	27,6	38,2	49,5
	0,07	9,6	20,5	32,6	44,4	58,0
	0,08	11,2	23,7	37,0	50,8	65,8
60,3 (DN 50)	0,04	5,7	12,1	18,9	29,0	33,9
	0,05	7,2	14,5	23,9	32,4	42,3
	0,06	8,7	17,9	28,3	39,2	50,8
	0,07	10,2	21,3	32,9	45,5	59,2
	0,08	11,5	23,9	37,7	52,2	67,7

Tableau 1.5.V — COEFFICIENT LINEIQUE D'EMISSION DES TUYAUTERIES CALORIFUGEES [W/m]

Epaisseur de l'isolant : 5 [cm]

DIAMETRE extérieur TUYAUTERIE [mm]	CONDUCTIVITE DE L'ISOLANT [W/m °C]	ECART ENTRE LA TEMPERATURE DE L'EAU (OU DE LA VAPEUR) ET CELLE DU LOCAL [°C]				
		25	50	75	100	125
21,3 (DN 15)	0,04	3,1	7,0	11,3	16,0	21,2
	0,05	4,1	8,9	14,2	20,3	26,6
	0,06	4,9	10,9	17,4	24,7	32,1
	0,07	5,8	12,7	20,3	28,5	37,4
	0,08	6,4	14,5	22,9	32,8	43,5
26,9 (DN 20)	0,04	3,6	8,0	12,4	17,4	22,9
	0,05	4,6	9,9	15,5	21,8	29,0
	0,06	5,7	12,1	18,9	26,1	34,6
	0,07	6,5	14,0	22,0	30,5	40,5
	0,08	7,4	15,9	25,1	34,8	45,9
33,7 (DN 25)	0,04	4,0	8,7	13,3	19,4	25,3
	0,05	5,2	10,7	17,4	24,1	31,6
	0,06	6,2	13,1	20,3	29,4	38,7
	0,07	7,3	15,4	24,2	33,9	44,7
	0,08	8,2	17,4	28,8	38,6	50,6
42,4 (DN 32)	0,04	4,6	9,6	15,2	21,2	27,3
	0,05	5,8	12,4	19,3	26,6	34,6
	0,06	7,0	15,0	23,2	32,4	41,8
	0,07	8,0	17,4	26,7	37,7	48,3
	0,08	9,3	19,8	33,1	42,6	55,7
48,3 (DN 40)	0,04	5,3	11,1	17,9	25,2	31,6
	0,05	6,7	14,3	22,5	31,9	40,5
	0,06	8,1	17,2	26,8	37,7	48,4
	0,07	9,4	20,0	31,2	44,0	56,3
	0,08	10,8	22,7	35,5	49,8	64,2
60,3 (DN 50)	0,04	5,8	12,2	18,6	26,1	33,9
	0,05	7,3	15,3	23,2	32,4	42,3
	0,06	8,7	18,1	28,0	39,2	50,8
	0,07	10,3	21,2	32,6	45,5	59,2
	0,08	11,6	23,9	37,4	52,2	67,7

Tableau 1.5.VI — VALEURS DU COEFFICIENT k' D'ABSORBTION CALORIFIQUE DES TUYAUTERIES D'EAU GLACEE CALORIFUGEES [W/m °C]

DIAMETRE EXTERIEUR DE LA TUYAUTERIE [mm]	EAU GLACEE		SAUMURE			
	$0 < \theta < 15$ [°C]		$-18 < \theta < 0$ [°C]		$\theta < -18$ [°C]	
	Epaisseur normale d'isolation [mm]	k' [W/m °C]	Epaisseur normale d'isolation [mm]	k' [W/m °C]	Epaisseur normale d'isolation [mm]	k' [W/m °C]
21,3 (DN-15)	38	**0,19**	50	**0,17**	70	**0,15**
33,7 (DN-25)	40	**0,24**	50	**0,21**	74	**0,17**
42,4 (DN-32)	40	**0,28**	60	**0,22**	80	**0,19**
48,3 (DN-40)	38	**0,29**	64	**0,22**	84	**0,21**
60,3 (DN-50)	38	**0,35**	64	**0,26**	86	**0,22**
76,1 (DN-65)	38	**0,40**	70	**0,30**	86	**0,27**

vité thermique est comprise entre 0,04 et 0,05 [W/m °C].

L'épaisseur de référence du **tableau 1.5.VI** est celle de la laine de verre. On pourra considérer le même coefficient k' pour des coquilles de liège dont l'épaisseur est de 5 à 10 % inférieure à celle des coquilles de laine de verre.

EXEMPLE :

Les tuyauteries d'eau glacée $(\theta = 10\ [°C])$ qui alimentent plusieurs éjecto-convecteurs situés dans un local climatisé $(\theta_i = 25\ [°C])$ ont une longueur totale de 10 [m] et un diamètre de 15-21. Ces tuyauteries sont normalement calorifugées.

Quel est l'apport frigorifique dans ce local ?

Pour $\theta = 10$ [°C] et un diamètre nominal de 15-21, le **tableau 1.5.VI** indique une valeur de R' égale à 0,19.

Par conséquent, l'apport frigorifique dans le local est égal à :

$$Q = 0{,}19 \times 10 \times (25 - 10)$$

$$Q = 29 \text{ [W]}$$

REMARQUE :

Cet apport est négligeable. Aussi, dans la plupart des cas, nous ne tiendrons pas compte, dans le calcul des charges des locaux climatisés, de l'apport calorifique et frigorifique des tuyauteries lorsque l'écart entre la température du local et celle de la tuyauterie sera inférieur à 15 [°C].

1.5.3 - Conduits d'air

Les charges dues aux conduits aérauliques sont une conséquence directe du réchauffage ou du refroidissement de l'air dans les conduits.

Pour déterminer ces charges, on est amené à calculer deux grandeurs importantes :

- **le coefficient linéique de transmission thermique d'un conduit**
- **la température de l'air circulant dans un tronçon quelconque.**

a) Coefficient linéique de transmission thermique d'un conduit

La section d'un conduit d'air peut être :

- rectangulaire ou carrée
- circulaire.

Il nous faut distinguer ces deux cas pour le calcul du coefficient de transmission thermique.

1er cas : Conduits à section rectangulaire ou carrée

Ces conduits présentent quatre parois latérales qui possèdent chacune un coefficient K différent.

Ce coefficient se calcule par une formule tout à fait analogue à celle des parois d'un bâtiment, à savoir :

$$\frac{1}{K} = \tau_i + \tau_e + \sum \frac{e}{\lambda} + \sum r_a \qquad (1.5.B)$$

POSITION DE LA PAROI	PAROI VERTICALE	PAROI HORIZONTALE (flux ascendant)	PAROI HORIZONTALE (flux descendant)	CONDUIT CYLINDRIQUE
τ_e [m² °C/W]	0,12	0,10	0,17	0,15

TABLEAU 1.5.VIII — VALEURS DE LA RESISTANCE SUPERFICIELLE EXTERIEURE τ_2 DES PAROIS [m² °C/W]

dans laquelle :

- K : coefficient de transmission thermique de la paroi du conduit [W/m² °C]
- τ_i : résistance superficielle intérieure de la paroi [m² °C/W]. Les valeurs de τ_i sont données par le **tableau 1.5.VII** en fonction de la vitesse de l'air dans le conduit
- τ_e : résistance superficielle extérieure de la paroi [m² °C/W]. Les valeurs de τ_e sont données par le **tableau 1.5.VIII**
- $\sum \frac{e}{\lambda}$: somme des résistances des couches de matériaux qui constituent la paroi du conduit [m² °C/W]
- $\sum r_a$: somme des résistances des vides d'air éventuels [m² °C/W].

Après avoir calculé le coefficient K de chacune des quatre parois latérales, on peut calculer le flux global d'émission du conduit. On a en effet **(fig. 1.5.b)** :

$$\Phi_g = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4 \quad \text{[W]}$$

que l'on peut écrire :

$$\Phi_g = K_1\, a\, L\, (\theta_m - \theta_1) + K_2\, b\, L\, (\theta_m - \theta_2) + K_3\, a\, L\, (\theta_m - \theta_3) + K_4\, b\, L\, (\theta_m - \theta_4)$$

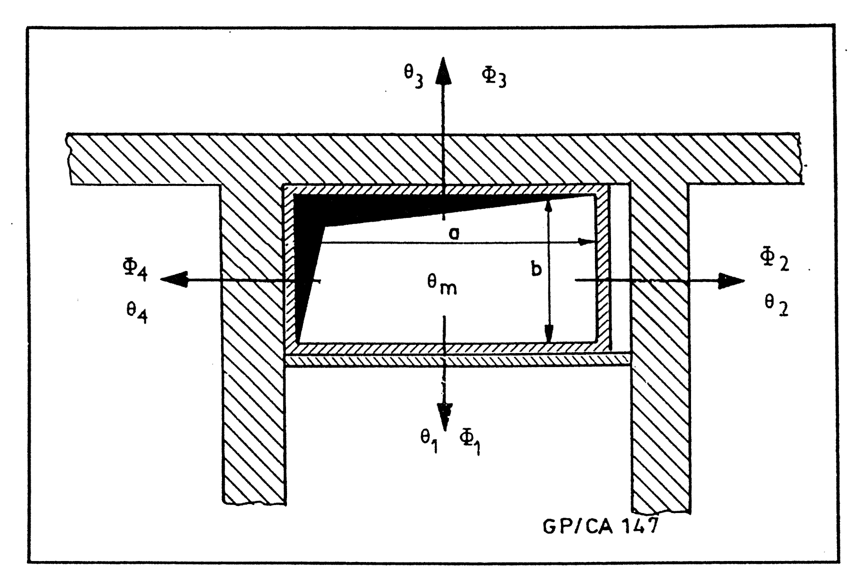
Dans cette relation :

- L : longueur du tronçon envisagé [m]
- θ_m : température moyenne de l'air à l'intérieur du tronçon envisagé [°C]
- $\theta_1, \dots \theta_4$: température de l'air dans les locaux climatisés avoisinant le conduit [°C].

TABLEAU 1.5.VII — VALEURS DE LA RESISTANCE SUPERFICIELLE INTERIEURE τ_i EN FONCTION DE LA VITESSE DE L'AIR [m² °C/W]

Vitesse de l'air [m/s]	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20
τ_i [m² °C/W]	0,13	0,10	0,08	0,06	0,05	0,04	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01

Fig. 1.5.b — Calcul du coefficient linéique de transmission thermique d'un conduit à section rectangulaire ou carrée



Cette dernière relation peut aussi s'écrire en divisant chaque membre par L :

$$\varphi_g = \frac{\Phi_g}{L} = K_1 \; a \left(\theta_m - \theta_1\right) + K_2 \; b \left(\theta_m - \theta_2\right) + K_3 \; a \left(\theta_m - \theta_3\right) + K_4 \; b \left(\theta_m - \theta_4\right)$$

En développant cette expression et en posant :

$$k = a \left(K_1 + K_3\right) + b \left(K_2 + K_4\right) \qquad \text{(1.5.C)}$$

$$\theta_o = \frac{a \left(K_1 \theta_1 + K_3 \theta_3\right) + b \left(K_2 \theta_2 + K_4 \theta_4\right)}{a \left(K_1 + K_3\right) + b \left(K_2 + K_4\right)} \qquad \text{(1.5.D)}$$

on en déduit :

$$\varphi_g = k \left(\theta_m - \theta_o\right) \quad \left[W/m\right] \qquad \text{(1.5.E)}$$

dans laquelle :

φ_g : flux linéique d'émission calorifique (ou frigorifique) du tronçon du conduit envisagé [W/m]

k : coefficient linéique de transmission thermique du tronçon [W/m °C]

θ_o : température équivalente de l'air ambiant [°C]

θ_m : température moyenne de l'air circulant à l'intérieur du tronçon [°C].

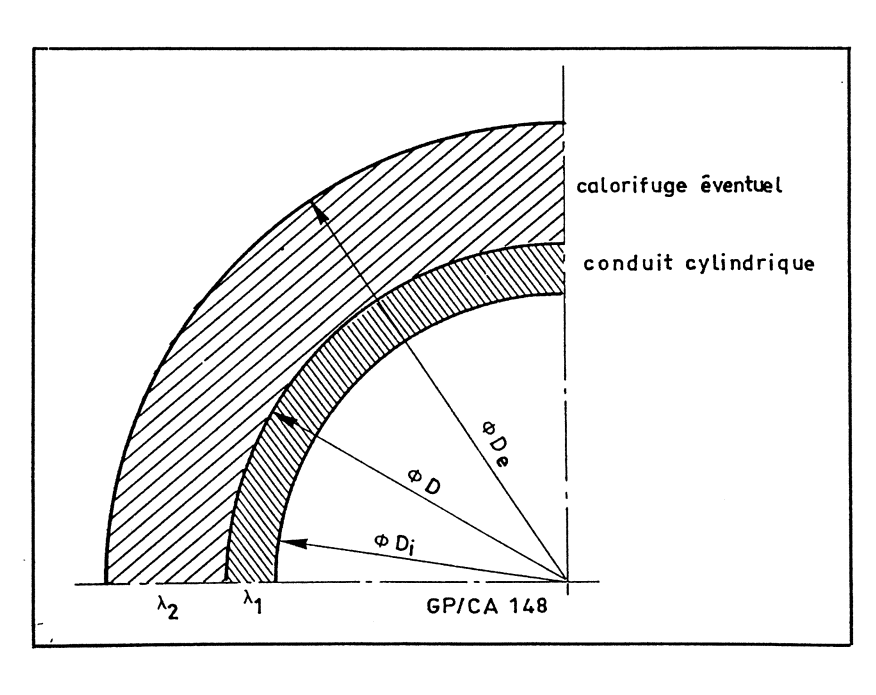


Fig. 1.5.c — Calcul du coefficient k d'un conduit cylindrique calorifugé

2e cas : Conduits à section circulaire

Dans le cas de **conduits calorifugés** à section circulaire **(fig. 1.5.c)**, le coefficient **k** est donné directement par la relation (1.5.F) :

$$\frac{1}{k} = 0{,}37\left(\frac{r_i}{D_i}+\frac{r_e}{D_e}\right)+0{,}43\left(\frac{1}{\lambda_1}\log\frac{D}{D_i}+\frac{1}{\lambda_2}\log\frac{D_e}{D}\right) \quad [m\,°C/W]$$

(1.5.F)

dans laquelle :

r_i : résistance superficielle intérieure du conduit cylindrique donnée par le **tableau 1.5.VII**

r_e : résistance superficielle extérieure du conduit **(tableau 1.5.VIII)**

D_i, D_e et D : diamètre intérieur, extérieur et moyen du conduit calorifugé [m] **(fig. 1.5.c)**.

Si le conduit cylindrique n'est pas calorifugé, la relation 1.5.F devient :

$$\frac{1}{k} = 0{,}37\left(\frac{r_i}{D_i}+\frac{r_e}{D_e}\right)+0{,}43\left(\frac{1}{\lambda}\log\frac{D_e}{D_i}\right)$$

(1.5.G)

D_i et D_e : diamètres intérieur et extérieur du conduit cylindrique [m].

Dans ce cas encore, le flux linéique d'émission calorifique (ou frigorifique) du tronçon de conduit envisagé est donné par la relation :

$$\varphi_g = k\,(\theta_m - \theta_a)$$

θ_a : température de l'air ambiant [°C]

θ_m : température moyenne de l'air circulant à l'intérieur du tronçon [°C].

EXEMPLES :

Un tronçon de conduit non calorifugé en tôle d'acier (épaisseur 0,2 [mm] et $\lambda = 50$) transporte de l'air à 50 [°C] sur une longueur de 50 [m]. L'installation du conduit étant représentée à la **figure 1.5.d**, calculons successivement :

— le coefficient k

— la température θ_0

— la perte de chaleur du conduit

— l'apport calorifique au local climatisé à 18 [°C].

Appliquons à chacune des quatre parois du conduit la relation 1.5.B.

Le **tableau 1.5.VI** indique une valeur

$$r_i = \underline{0{,}03} \quad [m\,°C/W]$$

Par conséquent :

$$\frac{1}{K_1} = 0{,}17 + 0{,}03 + \frac{0{,}0002}{50} + \frac{0{,}01}{0{,}4}$$

$$\frac{1}{K_1} = 0{,}23 \quad \text{et} \quad K_1 = \underline{4{,}44}$$

$$\frac{1}{K_2} = 0{,}12 + 0{,}03 + \frac{0{,}0002}{50} + 0{,}15 + \frac{0{,}01}{0{,}4}$$

$$\frac{1}{K_2} = 0{,}33 \quad K_2 = \underline{3{,}08}$$

$$\frac{1}{K_3} = 0{,}09 + 0{,}03 + 0{,}15 + \frac{0{,}15}{1{,}4} + \frac{0{,}04}{0{,}06}$$

$$\frac{1}{K_3} = 1{,}05 \quad K_3 = \underline{0{,}95}$$

$$\frac{1}{K_4} = 0{,}12 + 0{,}03 + \frac{0{,}0002}{50} + 0{,}15$$

$$\frac{1}{K_4} = 0{,}30 \quad K_4 = \underline{3{,}33}$$

Pour calculer le coefficient linéique de transmission thermique, appliquons la relation 1.5.C :

$$k = 0{,}8\,(4{,}44+0{,}95) + 0{,}3\,(3{,}08+3{,}33)$$

$$k = 6{,}24\ [W/m\,°C]$$

La température équivalente de l'air ambiant est déterminée par la relation 1.5.D :

$$\theta_0 = \frac{0{,}8\,(4{,}44\times 18 - 0{,}95\times 7) + 0{,}3\,(3{,}08\times 18 + 3{,}33\times 20)}{6{,}24}$$

$$\theta_0 = \underline{15{,}3}\ [°C]$$

Par conséquent, la perte de chaleur globale du tronçon de longueur 50 [m] est égale à (formule 1.5.E) :

$$\Phi_g = \varphi_g \cdot L = k\,L\,(\theta_m - \theta_0)$$

$$\Phi_g = 6{,}24 \times 50\,(50 - 15{,}3)$$

$$\Phi_g = \underline{10826}\ [W]$$

L'apport calorifique au local climatisé à 18 [°C] se fait essentiellement par les parois ① et ② du conduit. Nous prendrons, comme hauteur de la paroi ② , la hauteur totale du coffrage en placoplâtre, soit 35 [cm].

Pour plus de précision, il faudrait calculer le coefficient K d'échange entre le vide d'air non ventilé de 5 [cm] d'épaisseur et le local ; cependant, nous adopterons en première approximation le coefficient K_2 calculé précédemment en sachant que l'on commet une légère erreur par excès, puisque la résistance superficielle intérieure de la paroi non ventilée de placoplâtre est supérieure à celle du conduit d'air.

Nous obtenons ainsi :

$$Q = \left(K_1\, a + K_2\, b'\right) \cdot \left(\theta_m - \theta_a\right)\, L$$

soit :

$$Q = \left(0{,}8 \times 4{,}44 + 0{,}35 \times 3{,}08\right)\left(50 - 18\right) . 50$$

$$Q = \underline{7408}\ [W] \text{ par excès}$$

b) Température de l'air circulant à l'intérieur d'un tronçon de conduit

Que le conduit soit calorifugé ou pas, la température θ_m de l'air varie continuellement à l'intérieur d'un tronçon du conduit par suite du refroidissement ou du réchauffage de l'air.

Dans un tronçon de conduit de longueur **L**, si l'air à l'entrée a une température θ_1, on a à la sortie une température θ_2 donnée par la relation (1.5.H) :

$$\theta_2 = \theta_o + \left(\theta_1 - \theta_o\right)\, m \quad [°C] \qquad \textbf{(1.5.H)}$$

dans laquelle :

θ_o : température équivalente de l'air ambiant donnée par la relation (1.5.D) pour un conduit à section rectangulaire

θ_o est égal à θ_a si le conduit est à section circulaire

B	m	B	m	B	m	B	m
0	1,00	**1,0**	0,37	**2,0**	0,135	**3,0**	0,050
0,1	0,90	**1,1**	0,33	**2,1**	0,130	**3,2**	0,041
0,2	0,82	**1,2**	0,30	**2,2**	0,125	**3,4**	0,033
0,3	0,74	**1,3**	0,27	**2,3**	0,100	**3,6**	0,027
0,4	0,67	**1,4**	0,25	**2,4**	0,090	**3,8**	0,022
0,5	0,60	**1,5**	0,22	**2,5**	0,082	**4,0**	0,018
0,6	0,55	**1,6**	0,20	**2,6**	0,074	**4,2**	0,015
0,7	0,50	**1,7**	0,18	**2,7**	0,068	**4,4**	0,012
0,8	0,45	**1,8**	0,165	**2,8**	0,060	**4,6**	0,010
0,9	0,41	**1,9**	0,150	**2,9**	0,055	**4,8**	0,008
						5	0,006

TABLEAU 1.5.IX — VALEURS DU COEFFICIENT m EN FONCTION DE B

m : coefficient donné par le **tableau 1.5.IX** en fonction de la quantité **B.**

$$B = \frac{k\, L}{1000\, \rho\, q_v} \qquad \textbf{(1.5.I)}$$

où :

k : coefficient linéique de transmission thermique du conduit [W/m °C]

L : longueur du tronçon [m]

ρ : masse volumique de l'air circulant à l'intérieur du conduit [kg/m³]

q_v : débit volumique d'air [m³/s].

REMARQUE :

On pourra vérifier facilement que la quantité **B** est sans dimension.

EXEMPLE :

Reprenons l'exemple précédent et calculons la température de l'air à l'extrémité du conduit. Nous supposerons que l'air entre à 50 [°C] dans le tronçon de 50 [m] de longueur et qu'il est à la pression 101 500 [Pa].

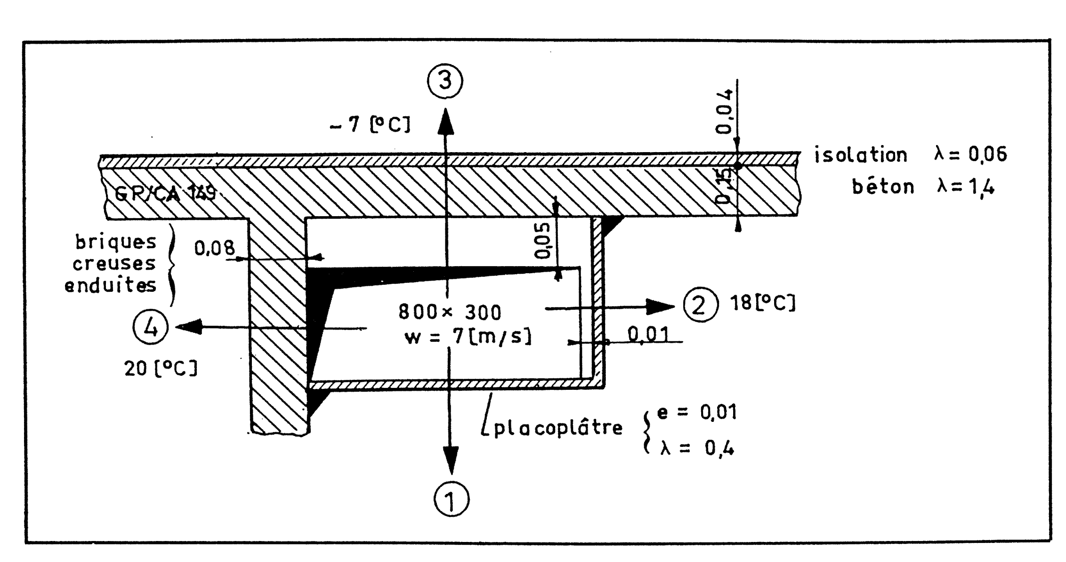


Fig. 1.5.d — Exemple de calcul

Calculons d'abord la quantité **B**.

La masse volumique de l'air (supposé sec) à 50 [°C] et à la pression de 101 500 [Pa] est donnée par l'abaque de la **figure 2.1.a** (Première Partie) :

$$\rho_{50} = \underline{1,1} \; [kg/m^3]$$

Le débit volumique du conduit est égal à :

$$q_v = A\, w_m = 0,8 \times 0,3 \times 7$$

$$[m^3/s]$$

$$q_v = \underline{1,68} \; [m^3/s]$$

Par conséquent :

$$B = \frac{6,24 \times 50}{1,1 \times 1,68 \times 1000}$$

$$B = \underline{0,17}$$

Le **tableau 1.5.IX** indique une valeur de **m** égale après interpolation à :

$$m = \underline{0,84}$$

La relation 1.5.H nous permet d'écrire :

$$\theta_2 = 15,1 + (50 - 15,1) \; 0,84$$

$$\theta_2 \cong \underline{44} \; [°C]$$

La température de l'air à l'extrémité du conduit est 44 °C environ.

REMARQUE :

On peut montrer que la chute d'enthalpie de l'air correspond à la perte de chaleur du conduit.

Appliquons la relation 2.1.D (Première Partie) :

$$\Delta H = H_{50} - H_{44} = 1000 \times 1,1 \times 1,68 \, (50 - 44)$$

$$\Delta H = H_{50} - H_{44} = \underline{11088} \; [W]$$

La légère différence entre ce résultat et les 10 826 [W] que nous avons trouvés dans l'exemple précédent provient du fait que nous avons considéré précédemment la température de l'air constante et égale à 50 [°C].

En conclusion, la variation d'enthalpie de l'air est égale à l'émission (ou à l'absorbtion) thermique du conduit transportant cet air.

2 - Charges dues à l'environnement extérieur

Les charges dues à l'environnement extérieur sont dues aux influences des **facteurs climatiques** sur notre environnement intérieur.

Elles sont de loin les plus difficiles à déterminer pour deux raisons essentielles :

- d'une part, la **complexité des variations des facteurs climatiques** au cours d'une journée et même d'une saison. Ces variations rendent très difficile l'analyse des influences que ces facteurs ont sur les locaux climatisés
- d'autre part, l'**inertie des parois** extérieures et intérieures des locaux et du bâtiment.

Les facteurs climatiques qui créent ces « charges » à l'intérieur des locaux climatisés sont au nombre de trois (se reporter à la Deuxième Partie de notre étude : l'environnement extérieur):

— la **température sèche de l'air extérieur**

— la **température humide** (ou le degré hygrométrique)

— le **rayonnement solaire.**

Nous classerons ces charges en trois catégories :

- les charges dues aux **infiltrations d'air extérieur**
- les charges dues au **rayonnement solaire**
- les charges dues aux **échanges thermiques par les parois extérieures.**

2.1 - INFILTRATION D'AIR EXTÉRIEUR

L'air extérieur humide provoque par **infiltration** à l'intérieur des locaux climatisés (ou par **ventilation naturelle**) des **variations d'enthalpie et d'humidité.**

Les apports ou les pertes d'enthalpie et d'humidité sont donnés par les relations générales :

$$Q = q_{mas,v} \; (h_e - h_i) \qquad \textbf{(2.1.A)}$$

$$[W] \quad [kg_{as}/s] \quad [J/kg_{as}]$$

et

$$M = q_{mas,v} \left(r_e - r_i \right) \quad \text{(2.1.B)}$$

$$[kg/s] \; [kg_{as}/s] \; [kg/kg_{as}]$$

dans lesquelles :

- Q : apport ou perte de chaleur dans le local climatisé [W]
- $q_{mas,v}$: débit massique d'air sec d'infiltration ou de ventilation directement introduit dans le local climatisé sans être traité [kg/s]
- h_e, h_i : enthalpie spécifique de l'air extérieur ou intérieur
- M : apport ou perte d'humidité dans le local climatisé [kg/s]
- r_e, r_i : teneur en humidité de l'air extérieur ou intérieur $[kg/kg_{as}]$

2.1.1 - Valeurs de h_i et r_i

Les valeurs de h_i et r_i sont fixées lorsqu'on connaît les conditions intérieures de base des locaux climatisés (Troisième Partie, tableau 1.1.I).

Connaissant θ_i et φ_i, on lit directement sur le diagramme de l'air humide les valeurs correspondantes de h_i et r_i.

Par exemple, en hiver on veut :

$$\theta_i = 20 \; [°C] \qquad \varphi_i = 50 \; [\%]$$

Le diagramme indique :

$$h_i = 38{,}5 \; [kJ/kg_{as}]$$

$$r_i = 0{,}0072 \; [kg/kg_{as}]$$

En été, si :

$$\theta_i = 25 \; [°C] \qquad \varphi_i = 50 \; [\%]$$

on obtient :

$$h_i = 50{,}6 \; [kJ/kg_{as}]$$

$$r_i = 0{,}010 \; [kg/kg_{as}]$$

2.1.2 - Valeurs de h_e et r_e

Les valeurs de h_e et r_e sont fixées par les conditions extérieures de base (Deuxième Partie, tableau 3.1.II) (pages 60 et 61).

On rappelle que l'on peut, avec une très bonne approximation, admettre la **constance de la teneur en humidité** de l'air extérieur au cours d'une journée.

Par contre, la température sèche extérieure **varie continuellement** au cours d'une journée (fig. 1.1.a, Deuxième Partie) (page 36).

Les valeurs des variations de la température sèche extérieure de base au cours d'une journée d'été sont données au **tableau 2.1.I.**

En hiver, on considérera constante la température sèche extérieure de base.

EXEMPLE :

Calculons l'enthalpie spécifique et la teneur en humidité à Reims à 12 heures en été. Les conditions extérieures de base sont 30 [°C] et 40 [%] (Tableau 3.1.II, Deuxième Partie).

∴

La teneur en humidité est égale à :

$$r = 0{,}0106 \; [kg/kg_{as}]$$

Nous la supposerons constante au cours de la journée.

Le **tableau 2.1.I** indique à 12 heures une température probable de 27,5 [°C].

Par conséquent, l'état de l'air extérieur à midi est caractérisé par le système de valeur :

TABLEAU 2.1.I — VARIATIONS DE LA TEMPERATURE SECHE EXTERIEURE DE BASE AU COURS D'UNE JOURNEE CHAUDE (ETE)

TEMPERATURE EXTERIEURE DE BASE [°C]	HEURES DE LA JOURNEE													
	0	2	4	6	8	10	12	13	14	15	16	18	20	22
34 [°C]	22,5	22	21,5	22	25	26,5	31,5	33	34	34	34	32,5	29	24
32 [°C]	20,5	20	19,5	20	22	25,5	29	31	32	32	32	30,5	27,5	23
30 [°C]	19	18	18	18,5	21	24,5	27,5	29	30	30	30	28,6	26	21
25 [°C]	19	18	18	18	19	20	22	24	25	25	25	24	22	20

$$\theta_e = 27{,}5 \ [°C]$$

$$r = 0{,}0106 \ [kg/kg_{as}]$$

Sur le diagramme de l'air humide, nous lisons immédiatement :

$$h_e = 55{,}2 \ [kJ/kg_{as}]$$

$$r_e = 0{,}0106 \ [kg/kg_{as}]$$

2.1.3 - Valeurs de $q_{mas,v}$

Dans un local climatisé, les infiltrations d'air et l'air perdu dépendent :

— de l'**étanchéité** à l'air des menuiseries (fenêtres, portes, etc...)

— de la **différence entre la pression à l'extérieur et la pression à l'intérieur** des locaux climatisés :

- si un local est en **surpression**, c'est-à-dire si le débit d'air soufflé est supérieur au débit d'air extrait, il n'y aura pas d'infiltrations, mais on constatera qu'une certaine quantité d'air est perdue

  Ce cas n'entraîne aucun apport ou perte calorifique dans le local climatisé

- si un local est en **légère dépression**, c'est-à-dire si le débit d'air soufflé est inférieur au débit d'air extrait, il en résultera des infiltrations d'air qu'il est difficile d'apprécier et de calculer précisément.

  On a donc avantage à faire régner une certaine surpression dans les locaux climatisés de façon à éviter les entrées d'air d'infiltration qui sont une gêne importante pour les occupants et pour l'équilibre thermique des locaux climatisés

- si **la pression relative du local est nulle,** c'est-à-dire si le débit de soufflage est égal au débit d'extraction, on calculera les infiltrations suivant la méthode indiquée dans le D.T.U. « Règles de calcul des caractéristiques thermiques utiles des parois de construction et des déperditions de base des bâtiments » uniquement pour la climatisation d'hiver. Pour la climatisation d'été, on adoptera les valeurs de la page 296.

EXEMPLE :

Proposons-nous de calculer à midi et en été les apports calorifiques dus aux infiltrations dans un local climatisé situé à Reims. Les conditions intérieures sont 23 [°C] et 50 [%].

Le débit d'air d'infiltration estimé est égal à :

$$Q_m = 50 \ [kg_{as}/h]$$

soit $0{,}014 \ [kg_{as}/s]$

Rappelons qu'à 12 heures les conditions extérieures déterminées précédemment sont :

$$h_e = 55{,}2 \ [kJ/kg_{as}]$$

$$r_e = 0{,}0106 \ [kg/kg_{as}]$$

Les conditions intérieures déterminées sur le diagramme de l'air humide sont égales à :

$$h_i = 45{,}1 \ [kJ/kg_{as}]$$

$$r_i = 0{,}0088 \ [kg/kg_{as}]$$

Par conséquent, les apports d'enthalpie sont donnés par la relation 2.1.A :

$$Q = 0{,}014\,(55{,}2 - 45{,}1)$$

$$Q = \underline{0{,}14} \ [kW]$$

Les apports d'humidité sont déterminés par la relation 2.1.B :

$$M = 0{,}014\,(0{,}0106 - 0{,}0088)$$

$$M = 2{,}52 \cdot 10^{-2} \ [g/s]$$

soit

$$M = \underline{90} \ [g/h]$$

2.2 - APPORTS DUS AUX VITRAGES

Les apports dus à l'ensoleillement des vitrages sont de loin les plus importants. Ils représentent 50 à 80 % des charges totales des locaux climatisés.

En raison de la multiplicité des phénomènes qui interviennent dans ces apports, le calcul est parfois complexe et souvent délicat.

2.2.1 - *Flux solaire global*

Le phénomène de base qui intervient dans le calcul des apports dus aux vitrages est le **rayonnement solaire global**.

Nous avons étudié le **flux solaire global** au paragraphe 1.3. de la deuxième partie de notre étude (Environnement extérieur), et nous avons montré qu'il était composé (page 41) :

— du **flux solaire direct** Φ''_D [W/m²]

— du **flux solaire diffus** Φ''_d [W/m²]

— du **flux réfléchi par l'environnement** Φ''_r.

Les variations saisonnières de ce flux global à une latitude de 50° Nord sont représentées à la **figure 1.3.d** (Deuxième Partie) (page 46).

L'intensité du flux solaire global qui atteint une surface vitrée non protégée dépend des facteurs suivants :

— la **situation géographique** du bâtiment considéré. Elle est généralement caractérisée par la **latitude** qui détermine la hauteur du soleil au-dessus de l'horizon à une époque donnée (voir paragraphe 1.3.3.b, Deuxième Partie).

— le **moment considéré**, qui est caractérisé par l'**heure** et le **mois** de l'année où l'on veut calculer les apports dus aux vitrages

— l'**orientation** de la surface vitrée par rapport au flux solaire incident.

Les variations de l'intensité du flux solaire global exprimée en [W/m²] sont représentées à la **figure 2.2.a** pour diverses orientations, à la latitude de 50° Nord et au cours de la journée du 21 juillet (valeurs moyennes).

On remarque que certains virages orientés à l'Est ou à l'Ouest peuvent recevoir ce jour-là un flux global maximal d'environ 790 [W/m²].

2.2.2 - *Flux transmis par un vitrage ordinaire non protégé*

Lorsque le **flux solaire global atteint une surface vitrée non protégée**, un certain nombre de phénomènes se produisent (**fig. 2.2.b**) :

— une partie du flux est **réfléchie**.

Soit ρ (1) le facteur de réflexion d'un vitrage.

Pour un verre ou une glace dont les surfaces n'ont pas été spécialement traitées, ce facteur dépend essentiellement de l'incidence **i** du flux solaire. La **figure 2.2.c** montre les variations de ρ en fonction de **i** (angle formé par la normale à la vitre avec la direction du flux solaire).

Ainsi, un verre ou une glace ordinaire a un fac-

(1) A ne pas confondre avec la masse volumique qui s'exprime par le même symbole.

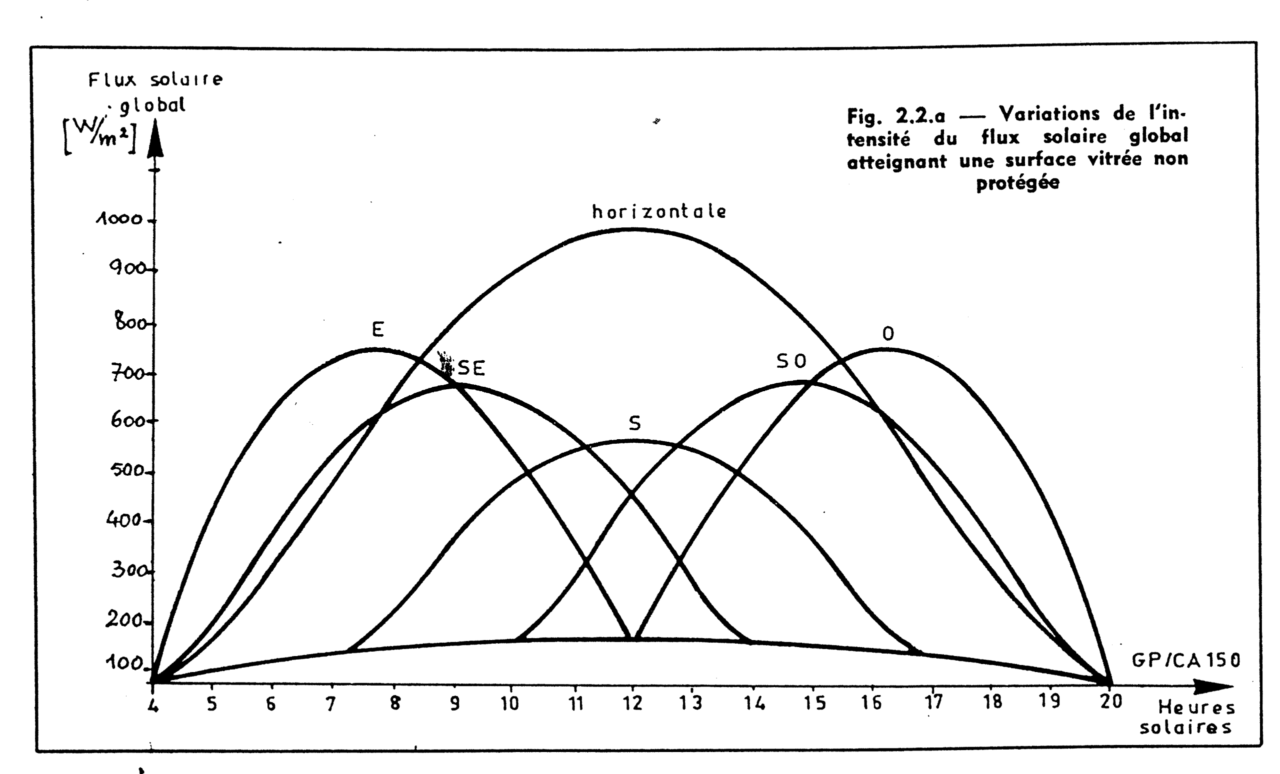


Fig. 2.2.a — Variations de l'intensité du flux solaire global atteignant une surface vitrée non protégée

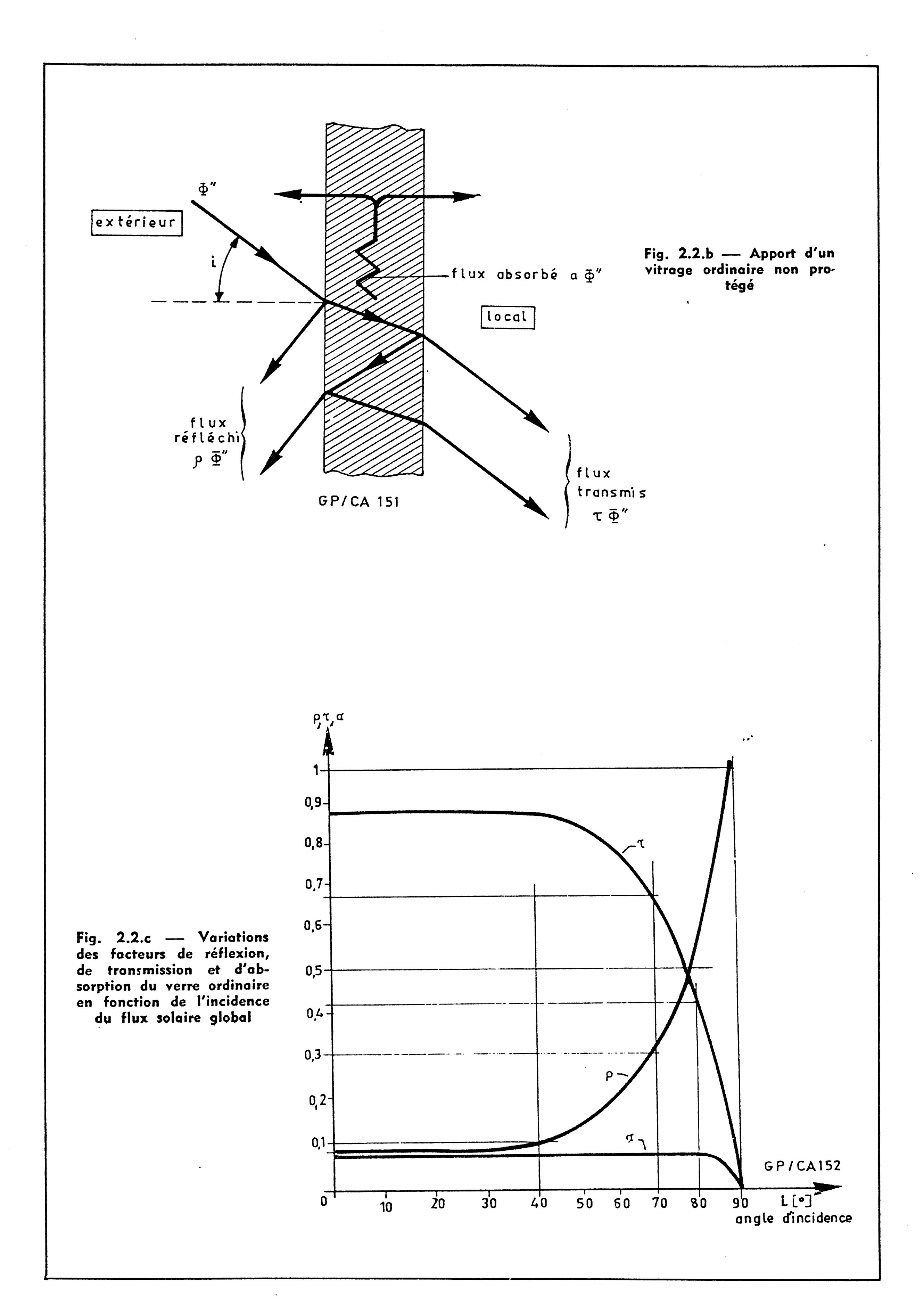


Fig. 2.2.b — Apport d'un vitrage ordinaire non protégé

Fig. 2.2.c — Variations des facteurs de réflexion, de transmission et d'absorption du verre ordinaire en fonction de l'incidence du flux solaire global

teur ρ sensiblement égal à 0,08 jusqu'à une incidence de 40°, pour $i = 70°$ le facteur ρ croît jusqu'à 0,30, puis la réflexion devient totale pour une incidence rasante $(i = 90°)$.

— une autre partie du flux incident est **transmise directement à travers le vitrage.**

Soit τ (2) le facteur de transmission. Dans le cas du verre ordinaire, le facteur de transmission peut atteindre 0,87 pour de faibles angles d'incidence **(fig. 2.2.c)**

— la partie restante du flux incident est enfin **absorbée par le verre** lui-même.

Soit α le facteur d'absorption. Il est sensiblement constant et égal à 0,06. Cette absorption se traduit par une élévation de la température du vitrage et 39 % environ du flux absorbé sont ensuite transmis dans le local par rayonnement direct.

On en déduit la relation évidente :

$$\rho + \tau + \alpha = 1$$

En résumé, l'apport global dû à l'ensoleillement d'un vitrage est la somme de la portion de flux solaire global transmise directement et d'environ 40 % de la portion de flux solaire absorbée par le vitrage

$$\varphi = \tau \Phi'' + 0,39 \alpha \Phi''$$

soit

$$\varphi = (\tau + 0,39 \alpha) \Phi'' \quad \text{(2.2.A)}$$

$[W/m^2]$

REMARQUE :

Au fur et à mesure que l'angle d'incidence augmente, le facteur ρ augmente jusqu'à atteindre la valeur $\rho = 1$ pour $i = 90°$. A ce moment, le flux solaire global est entièrement réfléchi et la chaleur transmise à l'intérieur des locaux est nulle.

EXEMPLE :

Un vitrage simple dont les surfaces ne sont ni traitées ni protégées est soumis à un rayonnement solaire global de 500 [W/m²] sous une incidence de 45°. Pour cette valeur de l'incidence, les facteurs énergétiques sont approximativement les suivants :

$$\rho = 0,12$$
$$\tau = 0,82$$
$$\alpha = 0,06$$

Quelle quantité de chaleur pénètre dans le local climatisé du fait de l'ensoleillement ?

Appliquons la relation 2.2.A :

$$\varphi = (0,82 + 0,39 \times 0,06)\ 500$$

$$\varphi = \underline{420}\ [W/m^2]$$

2.2.3 - Apports effectifs d'un vitrage simple non protégé

Les **tableaux 2.2.I** à **2.2.VI** donnent, pour des **latitudes de 0 à 50°**, pour **chaque mois** de l'année et **chaque heure** de la journée, les apports effectifs d'un **vitrage ordinaire** (épaisseur 3 [mm]) **simple** dont les **surfaces ne sont pas spécialement traitées** et ne comportant **aucune protection antisolaire extérieure ou intérieure** au local en fonction de l'orientation du vitrage.

Les valeurs de ces tableaux ont été calculées d'après les hypothèses suivantes (d'après ASHRAE et Manuel CARRIER) :

— l'**encadrement du vitrage est en bois** et représente environ 15 % de la surface de l'ouverture de la fenêtre dans le mur extérieur.

Dans le cas de **châssis métallique**, on considérera que la surface du vitrage représente la totalité de la surface de l'ouverture de la fenêtre. En effet, en raison de la forte conductibilité du cadre métallique, on admet que le flux global solaire absorbé par celui-ci est intégralement et instantanément transmis au local climatisé. **On multipliera les chiffres des tableaux 2.2.I à 2.2.VI par 1,17**, c'est-à-dire par le rapport $\frac{100}{85}$ dès qu'on aura des menuiseries métalliques.

— les valeurs des **tableaux 2.2.I à 2.2.VI** correspondent à **l'altitude 0 et aux conditions de trouble minimales** (voir paragraphe 1.3.3.c, Deuxième Partie).

Lorsque l'altitude sera différente de 0, le **tableau 2.2.VII** donne le coefficient de correction à appliquer aux valeurs des **tableaux 2.2.I à 2.2.VI** en fonction des diverses conditions de trouble de l'atmosphère, de l'heure solaire et de l'altitude.

REMARQUES :

1 — Dans les **tableaux 2.2.I à 2.2.VI, les valeurs soulignées** correspondent aux **apports effectifs maximaux** pendant le mois considéré. Ces valeurs maximales sont récapitulées dans le **tableau 2.2.XV** (page 252).

2 — Lorsque l'on a à considérer un local ayant **plusieurs façades extérieures orientées différemment**, il est souvent nécessaire, pour trouver la valeur maximale des apports effectifs, de faire plusieurs calculs pour des heures et des mois différents. Ce calcul est parfois long et laborieux, mais il est absolument nécessaire étant donnée l'importance des apports par les vitrages.

3 — Pour des latitudes intermédiaires entre celles indiquées aux **tableaux 2.2.I à 2.2.VI**, on interpolera les valeurs correspondantes des apports.

(2) Lire tau.

MOIS	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
JUIN	N	0	142	204	232	245	252	**258**	252	245	232	204	142	0
	NE	0	374	**491**	484	418	310	166	63	44	41	34	19	0
	E	0	364	**462**	425	292	135	44	44	44	41	34	19	0
	SE	0	116	**131**	85	46	44	44	44	44	41	34	19	0
	S	0	19	34	41	44	44	**44**	44	44	41	34	19	0
	SO	0	19	34	41	44	44	44	44	46	85	**131**	116	0
	O	0	19	34	41	44	44	44	135	292	425	**462**	364	0
	NO	0	19	34	41	44	63	166	310	418	484	**560**	374	0
	Horizontale	0	87	273	462	601	682	**710**	601	601	462	273	87	0
JUILLET ET MAI	N	0	116	169	191	204	208	**210**	208	204	191	169	116	0
	NE	0	371	**480**	471	390	270	135	50	44	41	34	19	0
	E	0	380	**476**	437	302	135	44	44	44	41	34	19	0
	SE	0	144	**164**	113	56	44	44	44	44	41	34	19	0
	S	0	19	34	41	44	44	**44**	44	44	41	34	19	0
	S0	0	19	34	41	44	44	44	44	56	113	**164**	144	0
	0	0	19	34	41	44	44	44	135	302	437	**478**	380	0
	NO	0	19	34	41	44	51	135	270	390	471	**480**	371	0
	Horizontale	0	90	285	474	612	702	**732**	701	612	474	305	97	0
AOUT ET AVRIL	N	0	53	87	97	103	107	**107**	107	103	97	87	53	0
	NE	0	346	**443**	418	320	191	75	44	44	41	37	19	0
	E	0	405	**513**	465	324	145	44	44	44	41	37	19	0
	SE	0	210	**248**	204	109	48	44	44	44	41	37	19	0
	S	0	19	37	41	44	44	**44**	44	44	41	37	19	0
	SO	0	19	37	41	44	44	44	46	109	204	**248**	210	0
	O	0	19	37	41	44	44	44	248	324	465	**513**	405	0
	NO	0	19	37	41	44	44	75	191	320	418	**443**	346	0
	Horizontale	0	97	305	471	647	735	**770**	735	647	471	305	97	0
SEPTEMBRE ET MARS	N	0	19	37	41	44	44	**44**	44	44	41	37	19	0
	NE	0	298	**371**	317	213	97	44	44	44	41	37	19	0
	E	0	421	**524**	474	336	147	44	44	44	41	37	19	0
	SE	0	298	**371**	317	213	97	44	44	44	41	37	19	0
	S	0	19	37	41	44	44	**44**	44	44	41	37	19	0
	SO	0	19	37	41	44	44	44	97	213	317	**371**	298	0
	O	0	19	37	41	44	44	44	147	336	474	**524**	421	0
	NO	0	19	37	41	44	44	44	97	213	317	**371**	298	0
	Horizontale	0	100	305	513	660	754	**786**	754	660	513	314	100	0
OCTOBRE ET FEVRIER	N	0	19	37	41	44	44	**44**	44	44	41	37	19	0
	NE	0	210	**248**	204	109	46	44	44	44	41	37	19	0
	E	0	405	**513**	465	324	143	44	44	44	41	37	19	0
	SE	0	346	**443**	418	320	191	75	44	44	41	37	19	0
	S	0	53	87	97	103	107	**107**	107	97	87	87	53	0
	SO	0	19	37	41	44	44	75	191	320	418	**443**	346	0
	O	0	19	37	41	44	44	44	144	324	465	**513**	405	0
	NO	0	19	37	41	44	44	44	46	109	204	**248**	240	0
	Horizontale	0	97	305	471	647	735	**770**	735	647	471	305	97	0
NOVEMBRE ET JANVIER	N	0	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	0
	NE	0	144	**164**	113	56	44	44	44	44	41	34	19	0
	E	0	380	**478**	437	302	135	44	44	44	41	34	19	0
	SE	0	371	**480**	471	390	270	135	50	41	41	346	19	0
	S	0	116	169	191	204	208	**210**	208	204	191	169	116	0
	SO	0	19	34	41	44	50	135	270	390	471	**480**	371	0
	O	0	19	34	41	44	44	44	135	302	437	**478**	380	0
	NO	0	19	34	41	44	44	44	44	56	113	**164**	144	0
	Horizontale	0	90	285	474	612	701	**732**	701	612	474	285	90	0
DECEMBRE	N	0	19	34	41	44	44	**44**	44	44	41	34	10	0
	NE	0	116	**131**	85	46	44	44	44	44	41	34	19	0
	E	0	364	**462**	425	292	135	44	44	44	41	34	19	0
	SE	0	374	**491**	484	418	298	166	63	44	41	34	19	0
	E	0	142	204	232	245	252	**258**	252	245	232	204	142	0
	SO	0	19	34	41	44	63	166	298	418	484	**491**	374	0
	O	0	19	34	41	44	44	44	135	292	425	**462**	364	0
	NO	0	19	34	41	44	44	44	44	46	85	**131**	116	0
	Horizontale	0	87	273	462	601	682	**710**	682	601	462	273	87	0

TABLEAU 2.2.I — APPORTS EFFECTIFS D'UN VITRAGE ORDINAIRE ET NON PROTEGE [W/m²]

0° Latitude Nord

MOIS	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
JUIN	N	59	138	157	142	138	135	129	135	138	142	**157**	138	6
	NE	173	412	**480**	440	333	204	87	44	44	41	34	24	6
	E	169	421	**487**	437	307	129	44	44	44	41	34	24	6
	SE	56	153	**173**	135	78	44	44	44	44	41	34	24	6
	S	6	24	34	41	44	44	**44**	44	44	41	34	24	6
	SO	6	24	24	41	44	44	44	44	78	135	**173**	153	56
	O	6	24	24	41	44	44	44	129	307	437	**487**	421	169
	NO	6	24	24	41	44	44	87	204	333	440	**480**	412	173
	Horizontale	12	138	336	522	645	732	**764**	732	645	522	336	138	12
JUILLET ET MAI	N	15	107	122	109	103	97	94	97	103	109	**122**	107	15
	NE	131	399	**465**	418	342	175	68	44	44	41	34	22	2
	E	157	425	**496**	447	307	135	44	44	44	41	34	22	2
	SE	81	179	**208**	175	100	44	44	44	44	41	34	22	2
	S	2	22	34	41	44	44	**44**	44	44	41	34	22	2
	S0	2	22	34	41	44	44	44	44	100	175	**208**	179	81
	O	2	22	34	41	44	44	44	135	307	447	**496**	422	157
	NO	2	22	34	41	44	44	68	175	342	418	**465**	399	131
	Horizontale	9	131	336	522	660	742	**776**	742	660	522	336	131	9
AOUT ET AVRIL	N	2	46	**50**	46	46	44	44	44	46	46	**50**	46	2
	NE	53	355	**408**	349	252	107	44	44	44	41	34	22	2
	E	78	434	**513**	469	327	144	44	44	44	41	34	22	2
	SE	56	248	**295**	267	188	85	44	44	44	41	34	22	2
	S	2	22	34	41	44	44	**44**	44	44	41	34	22	56
	SO	2	22	34	41	44	44	44	85	188	267	**295**	248	56
	O	2	22	34	41	44	44	44	144	327	469	**513**	434	78
	NO	2	22	34	41	44	44	44	107	252	349	**408**	355	53
	Horizontale	6	119	329	524	669	761	**786**	761	669	524	329	119	6
SEPTEMBRE ET MARS	N	2	19	34	41	44	44	**44**	44	44	41	34	19	2
	NE	2	280	**324**	252	142	53	44	44	44	41	34	19	2
	E	2	408	**515**	474	333	147	44	44	44	41	34	19	2
	SE	2	305	**399**	383	295	175	66	44	44	41	34	19	2
	S	2	19	41	59	75	85	**87**	85	75	59	41	19	2
	SO	2	19	34	41	44	44	66	175	295	383	**399**	305	2
	O	2	19	34	41	44	44	44	147	333	474	**515**	408	2
	NO	2	19	34	41	44	44	44	53	142	252	**324**	280	2
	Horizontale	2	97	305	502	651	739	**776**	739	651	502	305	97	2
OCTOBRE ET FEVRIER	N	0	15	31	41	44	44	**44**	44	44	41	31	15	0
	NE	0	182	**208**	138	87	44	44	44	44	41	31	15	0
	E	0	371	**487**	456	314	125	44	44	44	41	31	15	0
	SE	0	324	462	**469**	386	254	144	56	44	41	31	15	0
	S	0	56	125	173	204	223	**230**	223	204	173	125	56	0
	SO	0	15	31	41	44	56	144	254	386	**469**	462	324	0
	O	0	15	31	41	44	44	44	125	314	456	**487**	371	0
	NO	0	15	31	41	44	44	44	44	87	138	**208**	182	0
	Horizontale	0	68	267	437	607	691	**723**	691	607	437	267	68	0
NOVEMBRE ET JANVIER	N	0	12	28	37	41	44	**44**	44	41	37	28	12	0
	NE	0	85	**116**	53	41	44	44	44	41	37	28	12	0
	E	0	311	**449**	415	292	122	44	44	41	37	28	12	0
	SE	0	311	480	**506**	459	342	219	97	53	37	28	311	0
	S	0	109	204	285	302	327	**333**	327	302	285	204	109	0
	SO	0	12	28	37	53	97	219	342	459	**506**	480	12	0
	O	0	12	28	37	41	44	44	122	292	415	**449**	311	0
	NO	0	12	28	37	41	44	44	44	41	53	**116**	85	0
	Horizontale	0	53	195	412	550	635	**660**	635	550	412	195	53	0
DECEMBRE	N	0	12	28	37	41	44	**44**	44	41	37	28	12	0
	NE	0	46	**87**	53	41	44	44	44	41	37	28	12	0
	E	0	270	**430**	408	285	131	44	44	41	37	28	12	0
	SE	0	311	484	**513**	469	380	248	113	72	37	28	12	0
	S	0	157	232	295	342	364	**377**	364	342	295	232	157	0
	SO	0	12	28	37	72	113	248	380	469	**513**	484	311	0
	O	0	12	28	37	41	44	44	131	285	408	**430**	270	0
	NO	0	12	28	37	41	44	44	44	41	53	**87**	46	0
	Horizontale	0	44	208	377	524	607	**635**	607	524	377	208	44	0

TABLEAU 2.2.II — APPORTS EFFECTIFS D'UN VITRAGE ORDINAIRE ET NON PROTEGE [W/m²]

10° Latitude Nord

MOIS	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
JUIN	N	88	129	104	79	59	53	46	53	59	78	104	**129**	87
	NE	254	**484**	452	383	261	119	46	44	44	44	37	29	9
	E	254	465	**503**	449	302	129	44	44	44	44	37	29	9
	SE	87	195	**230**	208	138	66	44	44	44	44	37	29	9
	S	9	29	37	44	44	44	**44**	44	44	44	37	29	9
	SO	9	29	37	44	44	44	44	66	138	208	**230**	195	87
	O	9	29	37	44	44	44	44	129	302	449	**503**	465	255
	NO	9	29	37	44	44	44	46	119	261	383	452	**484**	255
	Horizontale	35	188	380	553	679	730	**786**	730	679	553	380	188	35
JUILLET ET MAI	N	63	**87**	72	53	46	44	44	44	46	53	72	87	63
	NE	223	415	**434**	349	230	97	44	44	44	41	37	24	9
	E	235	465	**513**	456	311	144	44	44	44	41	37	24	9
	SE	97	219	**267**	248	179	90	44	44	44	41	37	24	9
	S	9	24	37	41	44	44	**44**	44	44	41	37	24	9
	SO	9	24	37	41	44	44	44	90	179	248	**267**	219	97
	O	9	24	37	41	44	44	44	144	311	456	**513**	465	235
	NO	9	24	37	41	44	44	44	97	230	349	**434**	415	223
	Horizontale	9	173	371	550	679	754	**789**	754	679	550	371	173	9
AOUT ET AVRIL	N	19	31	34	41	44	44	**44**	44	44	41	34	31	19
	NE	142	349	**371**	280	157	56	44	44	44	41	34	22	6
	E	166	447	**519**	469	333	160	44	44	44	41	34	22	6
	SE	90	280	**355**	339	307	173	63	44	44	41	34	22	6
	S	6	22	34	44	63	75	**81**	75	63	44	34	22	6
	SO	6	22	34	41	44	44	63	173	307	339	**355**	280	90
	O	6	22	34	41	44	44	44	160	333	469	**519**	447	166
	NO	6	22	34	41	44	44	44	56	157	280	**371**	349	142
	Horizontale	15	151	336	524	660	739	**776**	739	660	524	336	151	15
SEPTEMBRE ET MARS	N	0	19	34	41	44	44	**44**	44	44	41	34	19	0
	NE	0	261	**273**	186	68	44	44	44	44	41	34	19	0
	E	0	408	**513**	469	327	142	44	44	44	41	34	19	0
	SE	0	311	427	**440**	377	263	129	46	44	41	34	19	0
	S	0	24	68	119	164	197	**204**	197	164	119	68	24	0
	SO	0	19	34	41	44	46	129	263	377	**440**	427	311	0
	O	0	19	34	41	44	44	44	142	327	469	**513**	408	0
	NO	0	19	34	41	44	44	44	44	68	186	**273**	261	0
	Horizontale	0	94	292	480	623	708	**732**	708	623	480	292	94	0
OCTOBRE ET FEVRIER	N	0	12	28	37	41	44	**44**	44	41	37	28	12	0
	NE	0	138	**164**	90	41	44	44	44	41	37	28	12	0
	E	0	311	**462**	443	314	153	44	44	41	37	28	12	0
	SE	0	285	459	**502**	469	374	232	85	41	37	28	12	0
	S	0	66	157	239	292	333	**349**	333	292	239	157	66	0
	SO	0	12	28	37	41	85	232	374	469	**502**	459	285	0
	O	0	12	28	37	41	44	44	153	314	443	**462**	311	0
	NO	0	12	28	37	41	44	44	44	41	90	**164**	138	0
	Horizontale	0	56	213	399	537	616	**654**	616	537	399	213	56	0
NOVEMBRE ET JANVIER	N	0	9	24	34	41	41	**41**	41	41	34	24	9	0
	NE	0	75	**81**	44	41	41	41	41	41	34	24	9	0
	E	0	223	**403**	399	285	135	41	41	41	34	24	9	0
	SE	0	230	452	**515**	496	425	285	144	50	34	24	9	0
	S	0	87	217	314	386	427	**443**	427	386	314	217	87	0
	SO	0	9	24	34	50	144	285	425	496	**515**	452	230	0
	O	0	9	24	34	37	41	41	135	285	399	**403**	223	0
	NO	0	9	24	34	37	41	41	41	41	44	**81**	75	0
	Horizontale	0	15	151	317	459	541	**566**	541	459	317	151	15	0
DECEMBRE	N	0	6	22	34	37	41	**41**	41	37	34	22	6	0
	NE	0	44	**56**	37	37	41	41	41	37	34	22	6	0
	E	0	175	371	**380**	267	107	41	41	37	34	22	6	0
	SE	0	186	437	**524**	500	421	305	188	63	34	22	6	0
	S	0	78	232	349	415	459	**469**	459	415	349	232	78	0
	SO	0	6	22	34	63	188	305	421	500	**524**	437	186	0
	O	0	6	22	34	37	41	41	107	267	**380**	371	175	0
	NO	0	6	22	34	37	41	41	41	37	37	**56**	44	0
	Horizontale	0	12	113	289	425	506	**535**	506	425	289	113	12	0

TABLEAU 2.2.III — APPORTS EFFECTIFS D'UN VITRAGE ORDINAIRE ET NON PROTEGE [W/m²]

20° Latitude Nord

MOIS	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
JUIN	N	**103**	90	56	44	44	44	44	44	44	44	56	90	**103**
	NE	329	**437**	408	305	173	59	44	44	44	44	37	31	15
	E	339	491	**506**	449	307	138	44	44	44	44	37	31	15
	SE	131	235	**283**	**283**	230	138	53	44	44	44	37	31	15
	S	15	31	37	44	46	59	**66**	59	46	44	37	31	15
	SO	15	31	37	44	44	44	53	138	230	**283**	**283**	235	131
	O	15	31	37	44	44	44	44	138	307	449	**506**	491	339
	NO	15	31	37	44	44	44	44	59	173	305	408	**437**	329
	Horizontale	59	191	412	566	682	754	**786**	754	682	566	412	191	59
JUILLET ET MAI	N	**68**	63	44	41	44	44	44	44	44	41	44	63	68
	NE	292	**412**	386	280	144	50	44	44	44	41	37	28	12
	E	313	487	**515**	456	311	138	44	44	44	41	37	28	12
	SE	131	258	**314**	**314**	261	166	68	44	44	41	37	28	12
	S	12	28	37	44	63	85	**94**	85	63	44	37	28	12
	S0	12	28	37	41	44	44	44	166	261	**314**	**314**	258	131
	O	12	28	37	41	44	44	44	138	311	456	**515**	487	314
	NO	12	28	37	41	44	44	44	50	144	280	386	**412**	292
	Horizontale	46	208	386	553	673	742	**774**	742	673	553	386	208	46
AOUT ET AVRIL	N	19	28	34	41	41	44	**44**	44	41	41	34	28	19
	NE	173	**339**	314	208	85	44	44	44	41	41	34	28	6
	E	208	462	**519**	465	320	144	44	44	41	41	34	28	6
	SE	116	307	399	**405**	351	258	122	46	41	41	37	28	6
	S	6	28	41	85	147	182	**197**	182	147	85	41	28	6
	SO	6	28	37	41	41	46	122	258	351	**405**	399	307	116
	O	6	28	37	41	41	44	44	138	311	465	**519**	462	208
	NO	6	28	37	41	41	44	44	44	85	208	314	**339**	173
	Horizontale	19	147	336	506	629	708	**739**	708	629	506	336	147	19
SEPTEMBRE ET MARS	N	0	15	31	37	41	44	**44**	44	41	37	31	15	0
	NE	0	232	**283**	125	46	44	44	44	41	37	31	15	0
	E	0	390	**496**	452	324	151	44	44	41	37	31	15	0
	SE	0	307	412	**478**	443	355	210	78	41	37	31	15	0
	S	0	28	56	188	258	307	**329**	307	258	188	56	28	0
	SO	0	15	31	37	41	78	210	355	443	**478**	412	307	0
	O	0	15	31	37	41	44	44	151	324	452	**496**	390	0
	NO	0	15	31	37	41	44	44	44	46	125	**283**	232	0
	Horizontale	0	78	254	425	563	635	**666**	635	563	425	254	78	0
OCTOBRE ET FEVRIER	N	0	9	28	34	37	41	**44**	41	37	34	28	9	0
	NE	0	103	**122**	56	37	41	44	41	37	34	28	9	0
	E	0	248	**425**	415	295	135	44	41	37	34	28	9	0
	SE	0	230	447	**513**	500	427	289	147	46	34	28	9	0
	S	0	56	179	289	380	437	**456**	437	380	289	179	56	0
	SO	0	9	28	34	46	147	289	427	500	**513**	447	230	0
	O	0	9	28	34	37	41	44	135	295	415	**425**	248	0
	NO	0	9	28	34	37	41	44	41	37	56	**122**	103	0
	Horizontale	0	19	153	314	449	537	**563**	537	449	314	153	19	0
NOVEMBRE ET JANVIER	N	0	2	19	28	34	37	**37**	37	34	28	19	2	0
	NE	0	28	**50**	28	34	37	37	37	34	28	19	2	0
	E	0	85	342	**364**	261	109	37	37	34	28	19	2	0
	SE	0	87	399	506	**509**	449	327	201	72	28	19	2	0
	S	0	31	213	342	430	484	**500**	484	430	342	213	31	0
	SO	0	2	19	28	72	201	327	449	**509**	506	399	87	0
	O	0	2	19	28	34	37	37	109	261	**364**	342	85	0
	NO	0	2	19	28	34	37	37	37	34	28	**50**	28	0
	Horizontale	0	6	85	223	342	427	**456**	427	342	223	85	6	0
DECEMBRE	N	0	0	12	28	34	37	**37**	37	34	28	12	0	0
	NE	0	0	31	28	34	37	**37**	37	34	28	12	0	0
	E	0	0	289	**329**	252	100	37	37	34	28	12	0	0
	SE	0	0	358	493	**509**	449	339	226	87	28	12	0	0
	S	0	0	201	355	447	500	**513**	500	447	355	201	0	0
	SO	0	0	12	28	87	226	339	449	**509**	493	358	0	0
	O	0	0	12	28	34	37	37	100	252	**329**	289	0	0
	NO	0	0	12	28	34	37	**37**	37	34	28	31	0	0
	Horizontale	0	0	59	200	305	383	**412**	383	305	200	59	0	0

TABLEAU 2.2.IV — APPORTS EFFECTIFS D'UN VITRAGE ORDINAIRE ET NON PROTEGE [W/m²]

30° Latitude Nord

	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
JUIN	N	**101**	63	37	41	44	44	44	44	44	41	37	63	100
	NE	371	**418**	352	230	94	44	44	44	44	41	37	31	19
	E	396	506	**509**	447	298	138	44	44	44	41	37	31	19
	SE	160	276	342	**349**	311	223	107	44	44	41	37	31	19
	S	19	31	37	59	109	138	**170**	138	109	59	37	31	19
	SO	19	31	37	41	44	44	107	223	311	**349**	342	276	160
	O	19	31	37	41	44	44	44	138	298	447	**509**	506	396
	NO	19	31	37	41	44	44	44	44	94	230	352	**418**	371
	Horizontale	97	258	421	563	660	730	**745**	730	660	563	421	258	97
JUILLET ET MAI	N	**75**	44	37	41	44	44	44	44	44	41	37	44	75
	NE	333	**399**	329	208	81	44	44	44	44	41	37	31	15
	E	371	506	**515**	452	307	135	44	44	44	41	37	31	15
	SE	170	302	374	**393**	346	258	131	46	44	41	37	31	15
	S	15	31	41	81	138	197	**217**	197	138	81	41	31	15
	SO	15	31	37	41	44	46	131	258	346	**393**	**374**	302	170
	O	15	31	37	41	44	44	44	135	307	452	**515**	506	371
	NO	15	31	37	41	44	44	44	44	81	208	329	**399**	333
	Horizontale	75	230	396	537	638	708	**732**	708	638	537	396	230	75
AOUT ET AVRIL	N	22	24	34	41	44	44	**44**	44	44	41	34	24	22
	NE	213	**320**	258	144	50	44	44	44	44	41	34	24	9
	E	263	462	**509**	456	317	142	44	44	44	41	34	24	9
	SE	151	329	434	**459**	437	336	208	78	44	41	37	24	9
	S	9	24	75	160	280	305	**320**	305	280	160	75	24	9
	SO	9	24	37	41	44	78	208	336	437	**459**	434	329	151
	O	9	24	37	41	44	44	44	142	317	456	**509**	462	263
	NO	9	24	37	41	44	44	44	44	50	144	258	**320**	213
	Horizontale	28	147	314	471	581	645	**673**	645	581	471	314	147	28
SEPTEMBRE ET MARS	N	0	15	28	37	41	41	**44**	41	41	37	28	15	0
	NE	0	160	**182**	81	41	41	44	41	41	37	28	15	0
	E	0	364	**469**	437	311	142	44	41	41	37	28	15	0
	SE	0	298	452	**509**	493	418	283	129	44	37	28	15	0
	S	0	27	138	254	346	383	**440**	383	346	254	138	37	0
	SO	0	15	28	37	44	129	283	418	493	**509**	452	298	0
	O	0	15	28	37	41	41	44	142	311	437	**469**	364	0
	NO	0	15	28	37	41	41	44	41	41	81	**182**	160	0
	Horizontale	0	66	210	390	480	553	**575**	553	480	390	210	66	0
OCTOBRE ET FEVRIER	N	0	7	19	31	34	37	**37**	37	34	31	19	7	0
	NE	0	**109**	100	37	34	37	37	37	34	31	19	7	0
	E	0	267	368	**383**	276	122	37	37	34	31	19	7	0
	SE	0	254	415	390	**513**	452	336	197	63	31	19	7	0
	S	0	66	186	327	430	484	**509**	484	430	327	186	66	0
	SO	0	7	19	31	63	197	336	452	**513**	390	415	254	0
	O	0	7	19	31	34	37	37	122	276	**383**	368	267	0
	NO	0	7	19	31	34	37	37	37	34	37	100	**109**	0
	Horizontale	0	24	90	201	317	386	**405**	386	317	201	90	24	0
NOVEMBRE ET JANVIER	N	0	0	9	22	28	31	**34**	31	28	22	9	0	0
	NE	0	0	**37**	22	28	31	34	31	28	22	9	0	0
	E	0	0	285	**314**	232	103	34	31	28	22	9	0	0
	SE	0	0	342	452	**491**	452	364	219	85	22	9	0	0
	S	0	0	186	327	437	496	**522**	496	437	327	186	0	0
	SO	0	0	9	22	85	219	364	452	**491**	452	342	0	0
	O	0	0	9	22	28	31	34	103	232	**314**	285	0	0
	NO	0	0	9	22	28	31	34	31	28	22	**37**	0	0
	Horizontale	0	0	50	135	230	289	**324**	289	230	135	50	0	0
DECEMBRE	N	0	0	6	19	28	31	**31**	31	28	19	6	0	0
	NE	0	0	22	19	28	31	**31**	31	28	19	6	0	0
	E	0	0	226	**270**	213	97	31	31	28	19	6	0	0
	SE	0	0	276	421	**465**	447	361	230	94	22	6	0	0
	S	0	0	160	310	421	496	**518**	496	421	310	160	0	0
	SO	0	0	6	22	94	230	361	447	**465**	421	276	0	0
	O	0	0	6	19	28	31	31	97	213	**270**	226	0	0
	NO	0	0	6	19	28	31	**31**	31	28	19	22	0	0
	Horizontale	0	0	24	100	173	239	**267**	239	173	100	24	0	0

TABLEAU 2.2.V — APPORTS EFFECTIFS D'UN VITRAGE ORDINAIRE ET NON PROTEGE [W/m²]

40° Latitude Nord

MOIS	ORIENTATION MOIS	HEURE SOLAIRE 6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
JUIN	N	**90**	37	37	41	44	44	44	44	44	41	37	37	**90**
	NE	**396**	393	295	157	50	44	44	44	44	41	37	31	24
	E	437	**515**	509	427	295	129	44	44	44	41	37	31	24
	SE	201	320	396	**425**	390	307	191	72	44	41	37	31	24
	S	24	31	50	122	213	273	**292**	273	213	122	50	31	24
	SO	24	31	37	41	44	72	191	307	390	**425**	396	320	201
	O	24	31	37	41	44	44	44	129	295	427	509	**515**	437
	NO	24	31	37	41	44	44	44	44	50	157	295	393	**396**
	Horizontale	138	270	418	544	619	673	**691**	673	619	544	418	270	138
JUILLET ET MAI	N	**66**	34	37	41	44	44	44	44	44	41	37	34	**66**
	NE	358	**368**	273	138	46	44	44	44	44	41	37	31	19
	E	412	506	**513**	443	302	135	44	44	44	41	37	31	19
	SE	204	336	421	**449**	427	342	219	81	44	41	37	31	19
	S	19	31	66	157	252	307	**333**	307	252	157	66	31	19
	S0	19	31	37	41	44	81	219	342	427	**449**	421	336	204
	O	19	31	37	41	44	44	44	135	302	443	**513**	506	412
	NO	19	31	37	41	44	44	44	44	46	138	273	**368**	358
	Horizontale	103	235	374	500	590	645	**664**	645	590	500	374	235	103
AOUT ET AVRIL	N	24	24	31	37	41	44	44	**44**	41	37	31	24	24
	NE	239	**295**	219	97	41	44	44	44	41	37	31	24	12
	E	295	456	**496**	443	307	142	44	44	41	37	31	24	12
	SE	166	349	452	**493**	480	415	280	125	41	37	31	24	12
	S	12	28	113	230	329	408	**434**	408	329	230	113	28	12
	SO	12	24	31	37	41	125	280	415	480	**493**	452	349	166
	O	12	24	31	37	41	44	44	142	307	443	**496**	456	295
	NO	12	24	31	37	41	44	44	44	41	97	219	**295**	239
	Horizontale	41	144	280	412	502	563	**581**	563	502	412	280	144	41
SEPTEMBRE ET MARS	N	0	12	24	31	37	37	**37**	37	37	31	24	12	0
	NE	0	**182**	144	50	37	37	37	37	37	31	24	12	0
	E	0	320	**434**	408	292	135	37	37	37	31	24	12	0
	SE	0	270	437	509	**513**	456	329	175	53	31	24	12	0
	S	0	34	160	292	412	471	**496**	471	412	292	160	34	0
	SO	0	12	24	31	53	175	329	456	**513**	509	437	270	0
	O	0	12	24	31	37	37	37	135	292	408	**434**	320	0
	NO	0	12	24	31	37	37	37	37	37	50	144	**182**	0
	Horizontale	0	46	153	276	371	440	**465**	440	371	276	153	46	0
OCTOBRE ET FEVRIER	N	0	0	12	22	28	31	**34**	31	28	22	12	0	0
	NE	0	**90**	63	22	28	31	34	31	28	22	12	0	0
	E	0	230	311	**329**	248	109	34	31	28	22	12	0	0
	SE	0	217	349	456	**493**	452	361	217	75	22	12	0	0
	S	0	53	166	311	430	493	**524**	493	430	311	166	53	0
	SO	0	0	12	22	75	217	361	452	**493**	456	349	217	0
	O	0	0	12	22	28	31	34	109	248	**329**	311	230	0
	NO	0	0	12	22	28	31	34	31	28	22	63	**90**	0
	Horizontale	0	6	59	142	226	270	**295**	270	226	142	59	6	0
NOVEMBRE ET JANVIER	N	0	0	2	12	19	24	**28**	24	19	12	2	0	0
	NE	0	0	15	12	19	24	**28**	24	19	12	2	0	0
	E	0	0	160	**201**	179	87	28	24	19	12	2	0	0
	SE	0	0	195	298	**399**	**399**	336	210	66	12	2	0	0
	S	0	0	107	219	364	449	**480**	449	364	219	107	0	0
	SO	0	0	2	12	66	210	336	**399**	**399**	298	195	0	0
	O	0	0	2	12	19	24	28	87	179	**201**	160	0	0
	NO	0	0	2	12	19	24	**28**	24	19	12	15	0	0
	Horizontale	0	0	12	41	94	147	**166**	147	94	41	12	0	0
DECEMBRE	N	0	0	0	9	15	19	**22**	19	15	9	0	0	0
	NE	0	0	0	9	15	19	**22**	19	15	9	0	0	0
	E	0	0	0	85	**147**	72	22	19	15	9	0	0	0
	SE	0	0	0	129	336	**364**	314	195	78	9	0	0	0
	S	0	0	0	97	311	412	**443**	412	311	97	0	0	0
	SO	0	0	0	9	78	195	314	**364**	336	129	0	0	0
	O	0	0	0	9	15	19	22	72	**147**	85	0	0	0
	NO	0	0	0	9	15	19	**22**	19	15	9	0	0	0
	Horizontale	0	0	0	15	59	103	**125**	103	59	15	0	0	0

TABLEAU 2.2.VI — APPORTS EFFECTIFS D'UN VITRAGE ORDINAIRE ET NON PROTEGE [W/m²]

50° Latitude Nord

TABLEAU 2.2.VII — COEFFICIENT DE CORRECTION A APPLIQUER AUX APPORTS EFFECTIFS POUR TENIR COMPTE DE L'ALTITUDE ET DU TROUBLE DE L'ATMOSPHERE

ALTITUDE [m]	CLIMATS BRUMEUX ET CHARGES DE POUSSIERE (grandes villes industrielles)					CLIMATS MOYENNEMENT BRUMEUX (villes moyennes)					CLIMATS CLAIRS (hors agglomérations)				
	8 [h] 16 [h]	9 [h] 15 [h]	10 [h] 14 [h]	11 [h] 13 [h]	12 [h]	8 [h] 16 [h]	9 [h] 15 [h]	10 [h] 14 [h]	11 [h] 13 [h]	12 [h]	8 [h] 16 [h]	9 [h] 15 [h]	10 [h] 14 [h]	11 [h] 13 [h]	12 [h]
0	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,96	0,97	0,98	0,99	1
500	1,05	1,04	1,04	1,03	1,03	1,04	1,03	1,03	1,03	1,03	1,04	1,03	1,03	1,02	1,02
1 000	1,1	1,08	1,08	1,06	1,06	1,09	1,06	1,06	1,05	1,05	1,08	1,05	1,05	1,05	1,04
1 500	1,15	1,12	1,11	1,10	1,10	1,12	1,10	1,10	1,09	1,09	1,10	1,09	1,08	1,08	1,06
2 000	1,21	1,18	1,15	1,13	1,13	1,18	1,15	1,12	1,12	1,12	1,13	1,11	1,10	1,10	1,09

TABLEAU 2.2.VIII — EQUIVALENCE D'ORIENTATION ET DE SAISONS ENTRE L'HEMISPHERE NORD ET L'HEMISPHERE SUD

LATITUDES SUD	LATITUDES NORD
Mois	**Mois correspondant en latitude Nord pour les apports solaires**
Janvier	Mai
Février	Avril
Mars	Mars
Avril	Février
Mai	Janvier
Juin	Décembre
Juillet	Novembre
Août	Octobre
Septembre	Septembre
Octobre	Août
Orientations	**Orientations correspondantes en latitude Nord pour les apports solaires**
Nord	Sud
Sud (ombre)	Nord (ombre)
Sud-Est	Nord-Est
Est	Est
Nord-Est	Sud-Est
Nord-Ouest	Sud-Ouest
Ouest	Ouest
Sud-Ouest	Nord-Ouest

4 — Les **tableaux 2.2.I à 2.2.VI** ne font intervenir que les latitudes Nord. Pourtant, les valeurs de ces tableaux sont aussi valables pour les latitudes Sud à condition de respecter les équivalences d'orientation et de saisons données au **tableau 2.2.VIII.**

Par exemple, à la latitude de 20° Sud, au mois d'août, à 15 heures solaires, l'apport solaire effectif par un vitrage orienté sud-ouest est le même qu'à la latitude 20° Nord, à 15 heures, au mois d'octobre et pour une orientation nord-ouest.

Dans ce cas le **tableau 2.2.III** indique 90 [w/m²].

Dans l'hémisphère Nord, l'orientation Nord correspond à une zone d'ombre. Dans l'hémisphère Sud, c'est l'orientation Sud qui correspond à une zone d'ombre.

EXEMPLES :

① — Considérons un vitrage situé au Sud-Ouest, à une altitude de 800 [m] et à une latitude de 39° Nord. L'encadrement de ce vitrage est métallique et on peut considérer que le climat environnant est moyennement brumeux.

Déterminons les apports effectifs maximaux de ce vitrage sous l'effet de l'ensoleillement et l'heure de ce maximum.

∴

A une latitude de 30° Nord, l'apport solaire maximal a lieu au mois d'octobre ou février à 15 heures (heure solaire). Il est égal à

$$\varphi_{30} = 513 \quad [W/m^2]$$

A une latitude de 40° Nord, l'apport maximal a lieu à la même époque mais à 14 heures (heure solaire). Il est aussi égal à 513 [W/m²].

Par conséquent, nous admettrons qu'à une latitude de 39° Nord l'apport solaire maximal s'effectue au mois d'octobre ou février à 14 heures 30 et qu'il vaut 513 [W/m²].

Appliquons à cette dernière valeur les corrections relatives

— à l'encadrement métallique : $k_1 = \underline{1,17}$

— à l'altitude et au climat moyennement brumeux à 14 h 30 (**tableau 2.2.VII**) :

$$k_2 = 1,03 + (1,06 - 1,03)\ \frac{3}{5}$$

$$k_2 = \underline{1,05}$$

TABLEAU 2.2.IX — CALCUL DE L'APPORT PAR ENSOLEILLEMENT DE DEUX VITRAGES DIFFEREMMENT ORIENTES A L'INTERIEUR D'UN MEME LOCAL

[W/m²]

MOIS	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE							
		11	12	13	14	15	16	17	18
Juin	O S	44 273	44 292	129 273	295 213	427 122	509 50	515 31	437 24
Total		317	336	402	508	549	559	546	461
Juillet ou Mai	O S	44 307	44 333	135 307	302 252	443 157	513 66	506 31	412 19
Total		351	377	442	554	600	579	537	431
Août ou Avril	O S	44 408	44 434	142 408	307 329	443 230	496 113	456 28	295 12
Total		452	478	550	636	673	609	484	307
Septembre ou Mars	O S	37 471	37 496	135 471	292 412	408 292	434 160	320 34	0 0
Total		508	533	606	**704**	700	594	354	0
Octobre ou Février	O S	31 493	34 524	109 493	248 430	329 311	311 166	230 53	0 0
Total		524	558	602	678	640	477	283	0
Novembre ou Janvier	O S	24 449	28 480	87 449	179 364	201 219	160 107	0 0	0 0
Total		473	508	536	543	420	267	0	0
Décembre	O S	19 412	22 443	72 412	147 311	85 97	0 0	0 0	0 0
Total		431	465	484	458	182	0	0	0

Nous obtenons enfin :

$$\varphi_{39} = 513 \times 1{,}17 \times 1{,}05$$

$$\varphi_{39} = \underline{630} \, [W/m^2]$$

(2) — Considérons un local présentant deux surfaces extérieures **également vitrées** mais orientées l'une à l'Ouest,, l'autre au Sud. La latitude est 50° Nord.

Déterminons l'époque et l'heure où les apports par l'ensoleillement des vitrages sont maximaux.

L'apport maximal par le vitrage ouest s'effectue en juin à 17 heures. Il vaut 515 [W/m²].

L'apport maximal par le vitrage sud s'effectue en octobre (ou février) à midi. Il vaut 524 [W/m²].

Ces deux époques étant très éloignées l'une de l'autre, la seule certitude que nous ayons de trouver le maximum réel des deux apports simultanés est de faire un tableau pour chaque heure et chaque mois (**tableau 2.2.IX**).

Nous constatons que le maximum des deux apports simultanés a lieu en septembre (ou mars) à 14 heures solaires et il vaut 704 [W/m²]. Cette époque et cette heure n'étaient absolument pas prévisibles.

2.2.4 - Apports réels d'un vitrage simple non protégé

Les **apports réels** par ensoleillement des vitrages sont nettement inférieurs aux apports effectifs précédemment calculés en raison de l'**inertie thermique des parois** constituant le local à climatiser.

De même que nous l'avons fait intervenir pour le calcul des apports réels dus à l'éclairage des locaux (paragraphe 1.3.2), de même cette inertie va **heureusement diminuer** les apports effectifs instantanés dus à l'ensoleillement des vitrages.

L'expérience montre que la portion de flux solaire global qui filtre à travers les vitrages est en partie absorbée par les matériaux constituant le local (**fig. 2.2.d**). Au fur et à mesure que l'accumulation se poursuit, la température des parois augmente et leur capacité d'absorption diminue. De sorte que, au début et pendant la période d'accumulation, la chaleur réellement cédée au local est nettement inférieure aux apports instantanés par ensoleillement. La chaleur cédée au local augmente progressivement ensuite pour devenir maximale au bout d'un certain temps d'ensoleillement.

Par contre, lorsque l'ensoleillement du vitrage a cessé, toute la chaleur emmagasinée par les parois est progressivement restituée au local pour constituer un « apport retardé ».

La courbe supérieure de la **figure 2.2.d** représente les apports effectifs instantanés dus à l'insolation des vitrages et la courbe inférieure traduit les apports réels à considérer pour le calcul des charges du local climatisé. Les zones hachurées représentent respectivement la quantité de chaleur absorbée par les parois et la quantité de chaleur restituée au local après la période d'insolation. Evidemment, la quantité de chaleur absorbée par les parois est égale à la quantité de chaleur restituée au local.

Ce phénomène traduit l'**inertie thermique** des matériaux qui constituent les parois du local. Il dépend des facteurs suivants :

- la **durée de l'ensoleillement** des vitrages
- la **masse moyenne des matériaux** qui constituent les parois (exprimée en kilogrammes par mètre carré de plancher)
- la **durée de fonctionnement de l'installation** de climatisation. Cette dernière intervient par l'inertie aéraulique qu'elle crée dans le local climatisé.

Si l'installation de climatisation est arrêtée après un certain temps de fonctionnement continu, une partie de la chaleur absorbée par les matériaux viendra s'ajouter aux apports instantanés à la remise en route de l'installation (charges de mise en régime). La **figure 2.2.e** montre ce phénomène.

Les charges de mise en régime correspondent

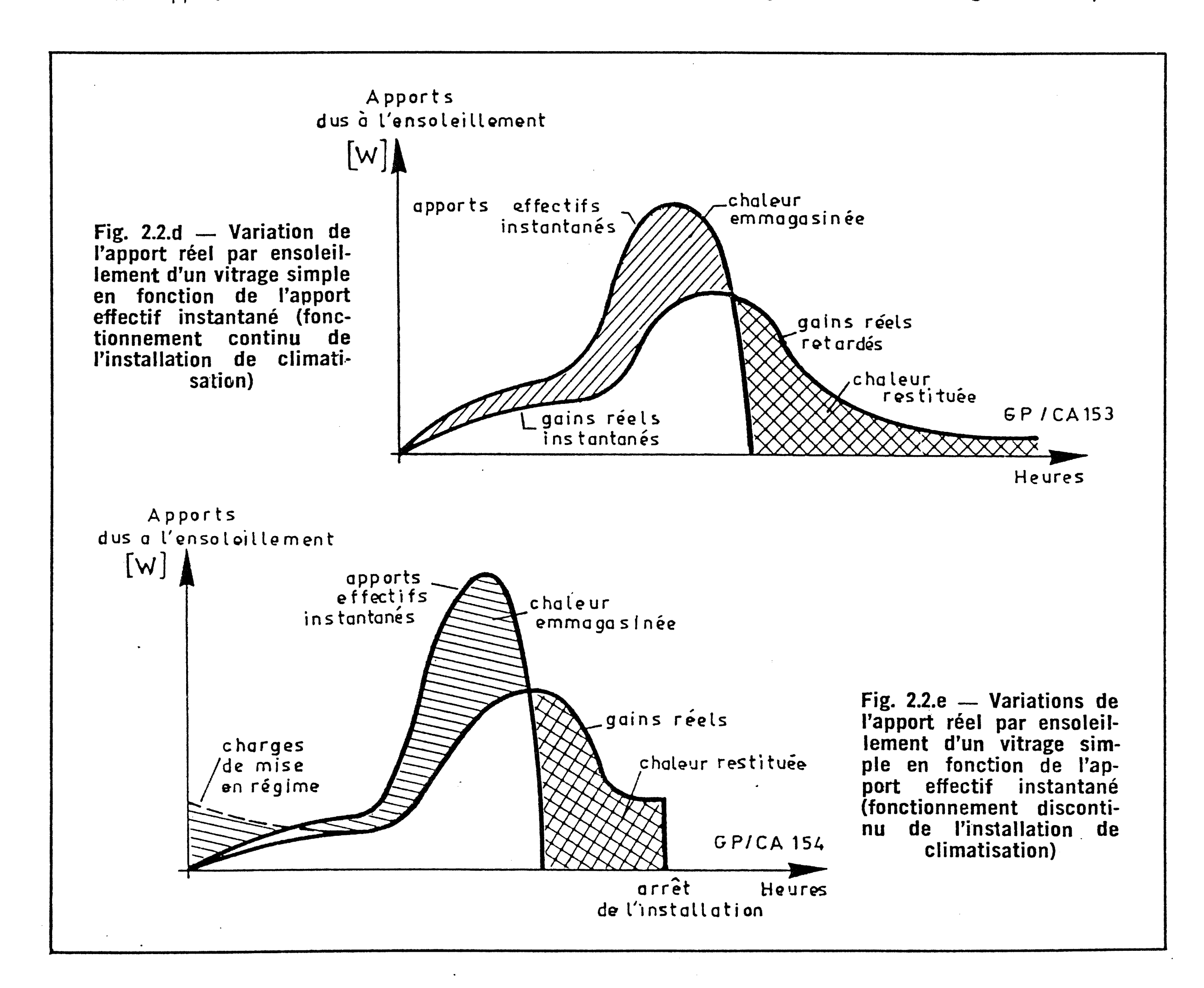


Fig. 2.2.d — Variation de l'apport réel par ensoleillement d'un vitrage simple en fonction de l'apport effectif instantané (fonctionnement continu de l'installation de climatisation)

Fig. 2.2.e — Variations de l'apport réel par ensoleillement d'un vitrage simple en fonction de l'apport effectif instantané (fonctionnement discontinu de l'installation de climatisation)

[TAB]LEAU 2.2.X — COEFFICIENTS DE CORRECTION N AFFECTANT LES APPORTS EFFECTIFS MAXIMAUX D'UN VITRAGE SIMPLE

SANS ECRAN INTERIEUR ET FONCTIONNEMENT CONTINU

ORIENTATION (Latitude Nord)	TYPE DE CONSTRUCTION	HEURE SOLAIRE																						
		Matin							Après-midi												Matin				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	lourde	0,17	0,27	0,33	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06
	moyenne	0,19	0,31	0,38	0,39	0,36	0,34	0,27	0,24	0,22	0,21	0,19	0,17	0,16	0,14	0,12	0,10	0,07	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03
	légère	0,31	0,56	0,65	0,61	0,46	0,33	0,26	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0	0	0
E	lourde	0,16	0,26	0,34	0,39	0,40	0,38	0,34	0,30	0,28	0,26	0,23	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06
	moyenne	0,16	0,29	0,40	0,46	0,46	0,42	0,36	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,15	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,08	0,06	0,06	0,05	0,04
	légère	0,27	0,50	0,67	0,73	0,68	0,53	0,38	0,27	0,22	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0	0	0,01
SE	lourde	0,08	0,14	0,22	0,31	0,38	0,43	0,44	0,43	0,39	0,35	0,32	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
	moyenne	0,05	0,12	0,23	0,35	0,44	0,49	0,51	0,47	0,41	0,36	0,31	0,27	0,24	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,06	0,06
	légère	0	0,18	0,40	0,59	0,72	0,77	0,72	0,60	0,44	0,32	0,23	0,18	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0	0
S	lourde	0,10	0,10	0,13	0,20	0,28	0,35	0,42	0,48	0,51	0,51	0,48	0,42	0,37	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,12
	moyenne	0,07	0,06	0,12	0,20	0,30	0,39	0,48	0,54	0,58	0,57	0,53	0,45	0,37	0,31	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,08
	légère	0	0	0,12	0,29	0,48	0,64	0,75	0,82	0,81	0,75	0,61	0,42	0,28	0,19	0,13	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0
SO	lourde	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,14	0,21	0,29	0,36	0,43	0,47	0,46	0,40	0,34	0,30	0,27	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12
	moyenne	0,09	0,09	0,08	0,09	0,09	0,14	0,22	0,31	0,42	0,50	0,53	0,51	0,44	0,35	0,29	0,26	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,09
	légère	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,12	0,34	0,53	0,68	0,78	0,78	0,68	0,46	0,29	0,20	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01
O	lourde	0,12	0,11	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,13	0,19	0,27	0,36	0,42	0,44	0,38	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,18	0,16	0,15	0,13	0,12
	moyenne	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,10	0,12	0,19	0,30	0,40	0,48	0,51	0,42	0,35	0,30	0,25	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,09
	légère	0,02	0,03	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,14	0,29	0,49	0,67	0,76	0,75	0,53	0,33	0,22	0,15	0,11	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
NO	lourde	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,12	0,17	0,25	0,34	0,39	0,34	0,29	0,26	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10
	moyenne	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,11	0,19	0,29	0,40	0,46	0,40	0,32	0,26	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,08
	légère	0,02	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10	0,10	0,13	0,27	0,48	0,65	0,73	0,49	0,31	0,21	0,16	0,10	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
N et Ombre	lourde	0,16	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72	0,74	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,17
	moyenne	0,11	0,33	0,44	0,51	0,57	0,62	0,66	0,70	0,74	0,76	0,79	0,80	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,29	0,27	0,23	0,21	0,18	0,16	0,13
	légère	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,98	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01

[TA]BLEAU 2.2.XI — COEFFICIENTS DE CORRECTION N AFFECTANT LES APPORTS EFFECTIFS MAXIMAUX D'UN VITRAGE SIMPLE

AVEC ECRAN INTERIEUR ET FONCTIONNEMENT CONTINU

ORIENTATION (Latitude Nord)	TYPE DE CONSTRUCTION	HEURE SOLAIRE																						
		Matin							Après-midi												Matin				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	lourde	0,47	0,58	0,54	0,42	0,27	0,21	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03
	moyenne	0,48	0,60	0,57	0,46	0,30	0,24	0,20	0,19	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02
	légère	0,55	0,76	0,73	0,58	0,36	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0
E	lourde	0,39	0,56	0,62	0,59	0,49	0,33	0,23	0,21	0,20	0,18	0,17	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04
	moyenne	0,40	0,58	0,65	0,63	0,52	0,35	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02
	légère	0,46	0,70	0,80	0,79	0,64	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0
SE	lourde	0,04	0,28	0,47	0,59	0,64	0,62	0,53	0,41	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05
	moyenne	0,03	0,28	0,47	0,61	0,67	0,65	0,57	0,44	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03
	légère	0	0,30	0,57	0,75	0,84	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,09	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0	0
S	lourde	0,06	0,06	0,23	0,38	0,51	0,60	0,66	0,67	0,64	0,59	0,42	0,24	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07
	moyenne	0,04	0,04	0,22	0,38	0,52	0,63	0,70	0,71	0,69	0,59	0,45	0,26	0,22	0,18	0,16	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05
	légère	0,10	0,21	0,43	0,63	0,77	0,86	0,88	0,82	0,56	0,50	0,24	0,16	0,11	0,08	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0
SO	lourde	0,08	0,08	0,09	0,10	0,11	0,24	0,39	0,53	0,63	0,66	0,61	0,47	0,23	0,19	0,18	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07
	moyenne	0,07	0,08	0,08	0,08	0,10	0,24	0,40	0,55	0,66	0,70	0,64	0,50	0,26	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
	légère	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,23	0,47	0,67	0,81	0,86	0,79	0,60	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0
O	lourde	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,18	0,36	0,52	0,63	0,65	0,55	0,22	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07
	moyenne	0,07	0,08	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,18	0,36	0,54	0,66	0,68	0,60	0,25	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05
	légère	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,08	0,08	0,19	0,42	0,65	0,81	0,85	0,74	0,30	0,19	0,13	0,09	0,06	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0
NO	lourde	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,33	0,49	0,61	0,60	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06
	moyenne	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,34	0,52	0,65	0,64	0,23	0,18	0,15	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05
	légère	0,03	0,05	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,17	0,39	0,63	0,80	0,79	0,28	0,18	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01	0
N et Ombre	lourde	0,08	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0,87	0,88	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10
	moyenne	0,06	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,91	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08
	légère	0	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99	0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01

TABLEAU 2.2.XII — COEFFICIENTS DE CORRECTION N AFFECTANT LES APPORTS EFFECTIFS MAXIMAUX D'UN VITRAGE SIMPLE

SANS ECRAN INTERIEUR – FONCTIONNEMENT PENDANT 16 HEURES

ORIENTATION (Latitude Nord)	TYPE DE CONSTRUCTION	HEURE SOLAIRE															
		Matin							Après-midi								
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
	lourde	0,28	0,37	0,42	0,41	0,38	0,36	0,33	0,31	0,23	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12
NE	moyenne	0,28	0,39	0,45	0,45	0,41	0,39	0,31	0,27	0,22	0,21	0,19	0,17	0,16	0,14	0,12	0,10
	légère	0,33	0,57	0,66	0,62	0,46	0,33	0,26	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03
	lourde	0,29	0,38	0,44	0,48	0,48	0,46	0,41	0,36	0,28	0,26	0,23	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14
E	moyenne	0,27	0,38	0,48	0,54	0,52	0,48	0,41	0,35	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,15	0,14	0,12
	légère	0,29	0,51	0,68	0,74	0,69	0,53	0,38	0,27	0,22	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03
	lourde	0,24	0,29	0,35	0,43	0,49	0,53	0,53	0,51	0,39	0,35	0,32	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19
SE	moyenne	0,19	0,24	0,33	0,44	0,52	0,57	0,57	0,53	0,41	0,36	0,31	0,27	0,24	0,21	0,18	0,16
	légère	0,03	0,20	0,41	0,60	0,73	0,77	0,72	0,60	0,44	0,32	0,23	0,18	0,14	0,09	0,07	0,05
	lourde	0,33	0,31	0,32	0,37	0,43	0,49	0,55	0,60	0,57	0,51	0,48	0,42	0,37	0,33	0,29	0,26
S	moyenne	0,27	0,24	0,28	0,34	0,42	0,50	0,58	0,60	0,60	0,57	0,53	0,45	0,37	0,31	0,27	0,23
	légère	0,06	0,04	0,15	0,31	0,49	0,65	0,75	0,82	0,81	0,75	0,61	0,42	0,28	0,19	0,13	0,09
	lourde	0,35	0,32	0,30	0,28	0,26	0,28	0,30	0,37	0,43	0,47	0,46	0,40	0,34	0,30	0,27	0,24
	moyenne	0,31	0,28	0,25	0,24	0,22	0,26	0,33	0,40	0,46	0,50	0,53	0,51	0,44	0,35	0,29	0,26
	légère	0,11	0,10	0,10	0,09	0,10	0,14	0,35	0,54	0,68	0,78	0,78	0,68	0,46	0,29	0,20	0,14
	lourde	0,38	0,34	0,32	0,28	0,26	0,25	0,23	0,25	0,26	0,27	0,36	0,42	0,44	0,38	0,33	0,29
O	moyenne	0,34	0,31	0,28	0,25	0,23	0,22	0,21	0,21	0,23	0,30	0,40	0,48	0,51	0,43	0,35	0,30
	légère	0,17	0,14	0,13	0,11	0,11	0,10	0,10	0,15	0,29	0,49	0,67	0,76	0,75	0,53	0,33	0,22
	lourde	0,33	0,30	0,28	0,26	0,24	0,23	0,22	0,20	0,18	0,17	0,25	0,34	0,39	0,34	0,29	0,26
NO	moyenne	0,30	0,28	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,17	0,17	0,19	0,29	0,40	0,46	0,40	0,32	0,26
	légère	0,18	0,14	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,11	0,13	0,27	0,48	0,65	0,73	0,49	0,31	0,21
N	lourde	0,31	0,57	0,64	0,68	0,72	0,73	0,73	0,74	0,74	0,75	0,76	0,78	0,78	0,59	0,52	0,46
et	moyenne	0,30	0,47	0,60	0,67	0,72	0,74	0,77	0,78	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,60	0,51	0,44
Ombre	légère	0,04	0,07	0,53	0,70	0,78	0,84	0,88	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,99	0,62	0,34	0,24

TABLEAU 2.2.XIII COEFFICIENTS DE CORRECTION N AFFECTANT LES APPORTS EFFECTIFS MAXIMAUX D'UN VITRAGE SIMPLE

AVEC ECRAN INTERIEUR – FONCTIONNEMENT PENDANT 16 HEURES

ORIENTATION (Latitude Nord)	TYPE DE CONSTRUCTION	HEURE SOLAIRE															
		Matin							Après-midi								
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
	lourde	0,53	0,64	0,59	0,47	0,31	0,25	0,24	0,22	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07
NE	moyenne	0,53	0,65	0,61	0,50	0,33	0,27	0,22	0,21	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	0,08	0,07	0,06
	légère	0,56	0,77	0,73	0,58	0,36	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,07	0,04	0,02	0,02
	lourde	0,47	0,63	0,68	0,64	0,54	0,38	0,27	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08
E	moyenne	0,46	0,63	0,70	0,67	0,56	0,38	0,27	0,24	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07
	légère	0,47	0,71	0,80	0,79	0,64	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,07	0,04	0,02	0,02
	lourde	0,14	0,37	0,55	0,66	0,70	0,68	0,58	0,46	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11
SE	moyenne	0,11	0,35	0,53	0,66	0,72	0,69	0,61	0,47	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	0,12	0,10	0,09
	légère	0,02	0,31	0,57	0,75	0,84	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,09	0,05	0,04	0,03
	lourde	0,19	0,18	0,34	0,48	0,60	0,68	0,73	0,74	0,64	0,59	0,42	0,24	0,22	0,19	0,17	0,15
S	moyenne	0,16	0,14	0,31	0,46	0,59	0,69	0,76	0,70	0,69	0,59	0,45	0,26	0,22	0,18	0,16	0,13
	légère	0,12	0,23	0,44	0,64	0,77	0,86	0,88	0,82	0,56	0,50	0,24	0,16	0,11	0,08	0,05	0,04
	lourde	0,22	0,21	0,20	0,20	0,20	0,32	0,47	0,60	0,63	0,66	0,61	0,47	0,23	0,19	0,18	0,16
SO	moyenne	0,20	0,19	0,18	0,17	0,18	0,31	0,46	0,60	0,66	0,70	0,64	0,50	0,26	0,20	0,17	0,15
	légère	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,24	0,47	0,67	0,81	0,86	0,79	0,60	0,26	0,17	0,12	0,08
	lourde	0,23	0,23	0,21	0,21	0,20	0,19	0,18	0,25	0,36	0,52	0,63	0,65	0,55	0,22	0,19	0,17
O	moyenne	0,22	0,21	0,19	0,19	0,17	0,16	0,15	0,23	0,36	0,54	0,66	0,68	0,60	0,25	0,20	0,17
	légère	0,12	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09	0,19	0,42	0,65	0,81	0,85	0,74	0,30	0,19	0,13
	lourde	0,21	0,21	0,20	0,19	0,18	0,18	0,17	0,16	0,16	0,33	0,49	0,61	0,60	0,19	0,17	0,15
NO	moyenne	0,19	0,19	0,18	0,17	0,17	0,16	0,16	0,15	0,16	0,34	0,52	0,65	0,23	0,18	0,15	0,12
	légère	0,12	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,10	0,17	0,39	0,63	0,80	0,79	0,28	0,18	0,12
N	lourde	0,23	0,58	0,75	0,79	0,80	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,87	0,88	0,39	0,35	0,31
et	moyenne	0,25	0,46	0,73	0,78	0,82	0,82	0,83	0,84	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,40	0,34	0,29
Ombre	légère	0,07	0,22	0,69	0,80	0,86	0,93	0,94	0,95	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,35	0,23	0,16

TABLEAU 2.2.XIV — COEFFICIENTS DE CORRECTION N AFFECTANT LES APPORTS EFFECTIFS MAXIMAUX D'UN VITRAGE SIMPLE

FONCTIONNEMENT PENDANT 12 HEURES

ORIENTATION (Latitude Nord)	TYPE DE CONSTRUCTION	AVEC ECRAN INTERIEUR*												SANS ECRAN INTERIEUR											
		HEURE SOLAIRE																							
		Matin							Après-midi					Matin						Après-midi					
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
NE	lourde	0,59	0,67	0,62	0,49	0,33	0,27	0,25	0,24	0,22	0,21	0,20	0,17	0,34	0,42	0,47	0,45	0,42	0,39	0,36	0,33	0,30	0,29	0,26	0,25
	moyenne	0,59	0,68	0,64	0,52	0,35	0,29	0,24	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,35	0,45	0,50	0,49	0,45	0,42	0,34	0,30	0,27	0,26	0,23	0,20
	légère	0,62	0,80	0,75	0,60	0,37	0,25	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,40	0,62	0,69	0,64	0,48	0,34	0,27	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12
E	lourde	0,51	0,66	0,71	0,67	0,57	0,40	0,29	0,26	0,25	0,23	0,21	0,19	0,36	0,44	0,50	0,53	0,53	0,50	0,44	0,39	0,36	0,34	0,30	0,28
	moyenne	0,52	0,67	0,73	0,70	0,58	0,40	0,29	0,26	0,24	0,21	0,19	0,16	0,34	0,44	0,54	0,58	0,57	0,51	0,44	0,39	0,34	0,31	0,28	0,24
	légère	0,53	0,74	0,82	0,81	0,65	0,43	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,36	0,56	0,71	0,76	0,70	0,54	0,39	0,28	0,23	0,18	0,15	0,12
SE	lourde	0,20	0,42	0,59	0,70	0,74	0,71	0,61	0,48	0,33	0,30	0,26	0,24	0,34	0,37	0,43	0,50	0,54	0,58	0,57	0,55	0,50	0,45	0,41	0,37
	moyenne	0,18	0,40	0,57	0,70	0,75	0,72	0,63	0,49	0,34	0,28	0,25	0,21	0,29	0,33	0,41	0,51	0,58	0,61	0,61	0,56	0,49	0,44	0,37	0,33
	légère	0,09	0,35	0,61	0,78	0,86	0,82	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,14	0,27	0,47	0,64	0,75	0,79	0,73	0,61	0,45	0,32	0,23	0,18
S	lourde	0,28	0,25	0,40	0,53	0,64	0,72	0,77	0,77	0,73	0,67	0,49	0,31	0,47	0,43	0,42	0,46	0,51	0,56	0,61	0,65	0,66	0,65	0,61	0,54
	moyenne	0,26	0,22	0,38	0,51	0,64	0,73	0,79	0,79	0,77	0,65	0,51	0,31	0,44	0,37	0,39	0,43	0,50	0,57	0,64	0,68	0,70	0,68	0,63	0,53
	légère	0,21	0,29	0,48	0,67	0,79	0,88	0,89	0,83	0,56	0,50	0,24	0,16	0,28	0,19	0,25	0,38	0,54	0,68	0,78	0,84	0,82	0,76	0,61	0,42
SO	lourde	0,31	0,27	0,27	0,26	0,25	0,27	0,50	0,63	0,72	0,74	0,69	0,54	0,51	0,44	0,40	0,37	0,34	0,36	0,41	0,47	0,54	0,57	0,60	0,58
	moyenne	0,33	0,28	0,25	0,23	0,23	0,35	0,50	0,64	0,74	0,77	0,70	0,55	0,53	0,44	0,37	0,35	0,31	0,33	0,39	0,46	0,55	0,62	0,64	0,60
	légère	0,29	0,21	0,18	0,15	0,14	0,27	0,50	0,69	0,82	0,87	0,79	0,60	0,48	0,32	0,25	0,20	0,17	0,19	0,39	0,56	0,70	0,80	0,79	0,69
O	lourde	0,63	0,31	0,28	0,27	0,25	0,24	0,22	0,29	0,46	0,61	0,71	0,72	0,56	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,31	0,31	0,35	0,42	0,49	0,54
	moyenne	0,67	0,33	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,28	0,44	0,61	0,72	0,73	0,60	0,52	0,44	0,39	0,34	0,31	0,29	0,28	0,33	0,43	0,51	0,57
	légère	0,77	0,34	0,25	0,20	0,17	0,14	0,13	0,22	0,44	0,67	0,82	0,85	0,77	0,56	0,38	0,28	0,22	0,18	0,16	0,19	0,33	0,52	0,69	0,77
NO	lourde	0,68	0,28	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,24	0,41	0,56	0,67	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,30	0,28	0,26	0,26	0,30	0,37	0,44
	moyenne	0,71	0,31	0,27	0,24	0,22	0,21	0,19	0,18	0,23	0,40	0,58	0,70	0,54	0,49	0,41	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,24	0,30	0,39	0,48
	légère	0,82	0,33	0,25	0,20	0,18	0,15	0,14	0,13	0,19	0,41	0,64	0,80	0,75	0,53	0,36	0,28	0,24	0,19	0,17	0,15	0,17	0,30	0,50	0,66
N et ombre	lourde	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,75	0,75	0,79	0,83	0,84	0,86	0,88	0,88	0,91	0,92	0,93	0,93
	moyenne	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,81	0,84	0,86	0,89	0,91	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95
	légère	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

au fait que la température intérieure des locaux s'est élevée pendant la période d'arrêt de l'installation en raison de la chaleur restituée. Elle doit être ramenée à sa valeur normale lors de la mise en route, ce qui crée une charge supplémentaire

— **les variations éventuelles de la température intérieure des locaux climatisés.**

Dans toute la suite de notre étude, **nous supposerons cette température constante.**

Pour tenir compte de ce phénomène d'inertie thermique, et dans le cas de **vitrages simples,** on affecte l'**apport effectif maximal** pendant le mois considéré d'un **coefficient de correction N** donné par les **tableaux 2.2.X à 2.2.XIV.**

Ces tableaux ont été établis d'après des résultats d'expériences réalisées aux U.S.A. dans des bâtiments réels (documents ASHAE).

Ils font intervenir le **type de construction du bâtiment** dont l'effet d'accumulation de l'énergie rayonnée par le flux global solaire transmis à l'intérieur du local par les vitrages est fonction de la **masse de l'ensemble des parois du local par mètre carré de surface de plancher** (voir paragraphe 1.3.2).

Les valeurs des **apports effectifs maximaux** sont fonction de la latitude, du mois considéré et de l'orientation du vitrage. Elles sont rassemblées dans le **tableau 2.2.XV** et reprennent les valeurs soulignées des **tableaux 2.2.I à 2.2.VI.**

REMARQUES :

1 — Il est surprenant de constater que **les coefficients de correction N ont des valeurs plus grandes lorsqu'il y a un écran intérieur.** Ce qui signifie que l'apport réel sera minimal lorsque le local n'aura pas de stores intérieurs.

Cette remarque est importante et nous montre déjà que l'installation de stores extérieurs est préférable à l'installation de stores intérieurs.

2 — Les **coefficients de correction N ont des valeurs qui augmentent** lorsque la masse des parois diminue. Il en résulte qu'un immeuble dont l'équipement intérieur est très « léger » (cloisons mobiles, faux-plafonds, sol en moquette, stores vénitiens intérieurs, etc...) aura un coefficient de correction très élevé (supérieur à 0,80), alors qu'un immeuble dont l'équipement et la construction sont traditionnelles peut avoir un coefficient de correction inférieur à 0,40.

EXEMPLES :

On considère une salle de conférence ayant une grande fenêtre à encadrement métallique de 10 × 3

TABLEAU 2.2.XV — APPORTS EFFECTIFS MAXIMAUX D'UN VITRAGE ORDINAIRE ET NON PROTEGE [W/m²]

(valeurs représentant les chiffres soulignés des tableaux 2.2.I à 2.2.VI)

LATITUDE NORD	MOIS	ORIENTATION (LATITUDE NORD)								
		N(1)	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.
0°	Juin	186	491	462	131	44	131	462	560	710
	Juillet et Mai	151	480	476	164	44	164	478	480	732
	Août et Avril	78	443	513	248	44	248	513	443	770
	Sept. et Mars	31	371	524	371	44	371	524	371	786
	Oct. et Février	31	248	513	443	107	443	513	248	770
	Nov. et Janvier	31	164	478	480	210	480	478	164	732
	Décembre	31	131	462	491	258	491	462	131	710
10°	Juin	125	480	487	173	44	173	487	480	764
	Juillet et Mai	94	465	496	208	44	208	496	465	776
	Août et Avril	41	408	513	295	44	295	513	408	786
	Sept. et Mars	31	324	515	399	87	399	515	324	776
	Oct. et Février	31	208	487	469	230	469	487	208	723
	Nov. et Janvier	28	116	449	506	333	506	449	116	660
	Décembre	28	87	430	513	377	513	430	87	635
20°	Juin	81	484	503	230	44	230	503	484	786
	Juillet et Mai	59	434	513	267	44	267	513	434	789
	Août et Avril	34	371	519	355	81	355	519	371	776
	Sept. et Mars	31	273	513	440	204	440	513	273	732
	Oct. et Février	28	164	462	502	349	502	462	164	654
	Nov. et Janvier	24	81	403	515	443	515	403	81	566
	Décembre	24	56	380	524	469	524	380	56	535
30°	Juin	63	437	506	283	66	283	506	437	786
	Juillet et Mai	50	412	515	314	94	314	515	412	774
	Août et Avril	34	339	519	405	197	405	519	339	739
	Sept. et Mars	28	283	496	478	329	478	496	283	666
	Oct. et Février	24	122	425	513	456	513	425	122	563
	Nov. et Janvier	22	50	364	509	500	509	364	50	456
	Décembre	19	37	329	509	513	509	329	37	412
40°	Juin	53	418	509	349	170	349	509	418	745
	Juillet et Mai	46	399	515	393	217	393	515	399	732
	Août et Avril	34	320	509	459	320	459	509	320	673
	Sept. et Mars	28	182	469	509	440	509	469	182	575
	Oct. et Février	22	109	383	513	509	513	383	109	405
	Nov. et Janvier	15	37	314	491	522	491	314	37	324
	Décembre	15	31	270	465	518	465	270	31	267
50°	Juin	50	396	515	425	292	425	515	396	691
	Juillet et Mai	44	368	513	449	333	449	513	368	664
	Août et Avril	34	295	496	493	434	493	496	295	581
	Sept. et Mars	24	182	434	513	496	513	434	182	465
	Oct. et Février	15	90	329	493	524	493	329	90	295
	Nov. et Janvier	12	28	201	399	480	399	201	28	166
	Décembre	9	22	147	364	443	364	147	22	125

[m] orientée Sud (latitude 50° Nord) et sans stores intérieurs. Le type de construction du local est à inertie moyenne.

Déterminons les apports réels par insolation en juin à 15 heures. La durée de fonctionnement de l'installation de climatisation à cette saison est 12 heures. La température intérieure est maintenue constante par une régulation efficace.

Le **tableau 2.2.XIV** indique un coefficient N à 15 heures de 0,68 (sans écran intérieur).

D'autre part, le **tableau 2.2.XV** nous donne un apport effectif maximal de 292 [W/m²].

Par conséquent, les apports réels à 15 heures sont donnés par la relation :

$$Q = k_1 \; S \; N \; \varphi_{maxi} \quad [W]$$

k_1 = 1,17 (encadrement métallique)
S = surface de l'ouvrant [m²]
N = coefficient de correction
φ = apport effectif maximal à l'époque et à l'heure considérées [W/m²].

On obtient :

$$Q = 1{,}17 \times 10 \times 3 \times 0{,}68 \times 292$$

$$Q = 6969 \; [W]$$

2.2.5. - Facteur solaire d'un vitrage

a) Définition

Nous avons considéré jusqu'à présent les apports par ensoleillement à travers des **vitrages ordinaires** (épaisseur moyenne 3 [mm]) et **simples** dont les surfaces n'étaient pas **spécialement traitées ni associées à une protection antisolaire extérieure ou intérieure au local.**

Ainsi, les **tableaux 2.2.I à 2.2.VI** donnent, dans diverses circonstances de temps et de lieu, les valeurs des apports effectifs à considérer pour des vitrages simples et ordinaires. Il est rare que les bâtiments ensolleillés soient simplement munis de vitres ordinaires. Pour réduire les coûts de climatisation, on est amené à installer des **vitrages antisolaires** constitués :

— de **glaces** de forte épaisseur **simples** ou **doubles, absorbantes ou non**

— de vitrages équipés de **stores** ou de **rideaux** intérieurs, extérieurs ou entre deux vitrages.

Pour calculer les apports effectifs de ces vitrages antisolaires, nous utiliserons le « **facteur solaire** ».

Le facteur solaire F est égal au rapport du flux total transmis par le vitrage antisolaire (ensemble vitrages et stores), **au flux total transmis à travers un vitrage ordinaire** (épaisseur 3 [mm]) **démuni de stores.**

C'est donc une **fraction** des apports effectifs d'un vitrage simple non protégé.

En d'autres termes :

— pour un vitrage simple non protégé : $F = 1$

— pour un vitrage antisolaire : $F < 1$

Pour calculer les apports par les vitrages antisolaires associés ou non à des stores ou des rideaux, il suffira de multiplier les valeurs des apports effectifs d'un vitrage ordinaire non protégé (tableaux 2.2.I à 2.2VI) par le facteur solaire de l'ensemble vitrages et stores.

b) Facteur solaire des vitrages spéciaux non protégés par des stores ou des rideaux

● **Vitrages en simple épaisseur :**

La proportion de flux solaire transmise à travers ces vitrages spéciaux est diminuée pour les raisons suivantes :

— le verre utilisé a une forte épaisseur (3 à 12 [mm]), il absorbe par conséquent davantage de flux solaire

— le verre peut être **coloré dans la masse** à l'aide d'oxydes métalliques, ce qui a pour effet d'augmenter le facteur d'absorption du vitrage **(vitrages absorbants)**

— la face extérieure du vitrage peut être **traitée** par application à chaud d'oxydes métalliques parfaitement stables dans le temps, ce qui a pour effet de réfléchir une proportion importante de l'énergie solaire incidente, jusqu'à 40 % **(vitrages réfléchissants)**

— la face extérieure du vitrage peut être **revêtue** d'un film réflecteur spécial, translucide, d'apparence très brillante dont le but est de réfléchir jusqu'à 80 % du rayonnement solaire incident (Solar X-film, Scotchtint, etc...).

Le facteur solaire ainsi que les caractéristiques de ces vitrages spéciaux sont donnés au **tableau 2.2.XVI.**

● **Vitrages en double ou triple épaisseur :**

Ces vitrages sont constitués de deux ou trois épaisseurs de verre ou de glace (clair, absorbant ou réfléchissant) qui sont généralement séparées :

— soit par une **pellicule de fibres de verre** dont le rôle est d'augmenter l'isolation thermique du vitrage. Ces vitrages diffusent parfaitement la lumière mais ne sont pas transparents (thermolux)

— soit par **une ou deux lames d'air déshumidifié (fig. 2.2.f).**

Les valeurs du facteur solaire de ces vitrages doubles ou triples utilisés sans stores ni rideaux sont données au **tableau 2.2.XVII.**

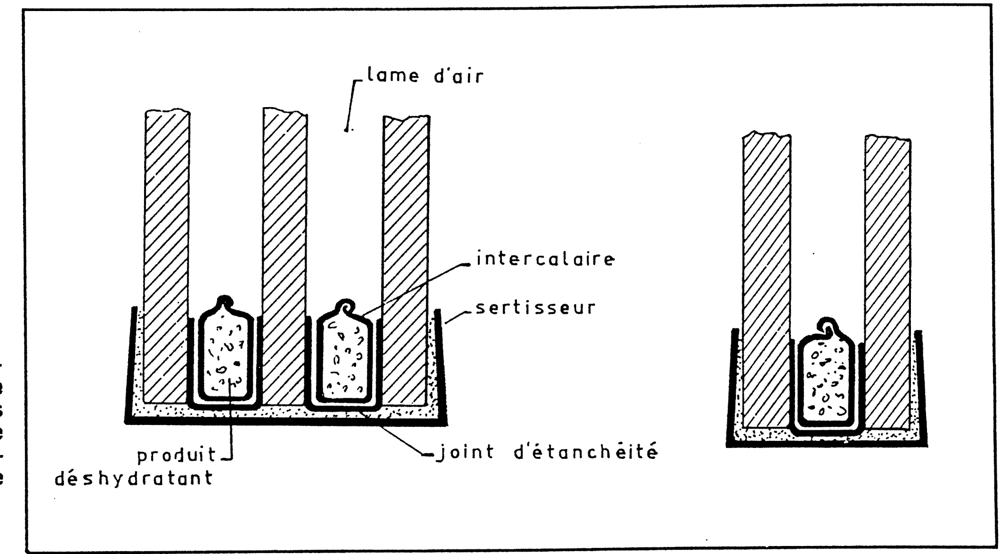


Fig. 2.2.f — Constitution d'un vitrage à deux et trois épaisseurs de verre ou de glace séparées par une lame d'air

TABLEAU 2.2.XVI — FACTEUR SOLAIRE F DES VITRAGES SPECIAUX EN SIMPLE EPAISSEUR

TYPE DE VITRAGE	EPAISSEUR MOYENNE [mm]	FACTEUR SOLAIRE F	COEFFICIENT DE TRANSMISSION τ pour $i \leqslant 40°$	COEFFICIENT DE TRANSMISSION THERMIQUE K [W/m² °C]
Verre à vitre				
normal	2 à 3	1	0,86	5,68
fort	4	0,98	0,84	5,68
épais	5	0,96	0,82	5,68
Glace claire ordinaire	6	0,95	0,80	5,68
	8,6	0,92	0,76	5,68
	10,5	0,90	0,73	5,68
	12	0,88	0,71	5,68
Verre absorbant	5,5	0,71	0,51	5,68
Glace absorbante				
couleur bronze	6	0,64	0,49	5,68
	8	0,60	0,40	5,68
	10	0,54	0,34	5,68
couleur grise	6	0,65	0,50	5,68
	8	0,60	0,41	5,68
	10	0,55	0,36	5,68
couleur verte	6	0,63	0,47	5,68
	8	0,59	0,39	5,68
	10	0,53	0,32	5,68
Verre coloré				
rouge foncé	3 à 6	0,56	0,40	5,68
bleu foncé	3 à 6	0,60	0,42	5,68
gris foncé	3 à 6	0,32	0,45	5,68
gris-vert	3 à 6	0,46	0,47	5,68
opale clair	3 à 6	0,43	0,50	5,68
opale foncé	3 à 6	0,37	0,45	5,68
ambre	3 à 6	0,70	0,55	5,68
Glaces réfléchissantes				
claires (Parélio 24)	6	0,72	0,59	5,68
	8	0,71	0,56	5,68
	10	0,70	0,55	5,68
(Parélio 50)	6	0,67	0,53	5,68
	8	0,66	0,51	5,68
	10	0,65	0,49	5,68
bronze (Parélio 24)	6	0,55	0,34	5,68
	8	0,49	0,26	5,68
	10	0,45	0,22	5,68
gris (Parélio 24)	6	0,55	0,35	5,68
	8	0,50	0,29	5,68
	10	0,46	0,24	5,68
vert (Parélio 24)	6	0,53	0,33	5,68
	8	0,49	0,26	5,68
	10	0,45	0,23	5,68
(Parélio 50)	6	0,51	0,30	
	8	0,46	0,24	
	10	0,43	0,21	
Film réflecteur Scotchtint (Minnesota) :				
sur glace claire				
film A 18		0,25		
film A 33		0,42		
sur glace absorbante				
bronze film A 18		0,33		
film A 33		0,41		
gris film A 18		0,12		
film A 33		0,21		
Solar-X :				
sur glace claire				
S-50		0,50		
S-80		0,28		

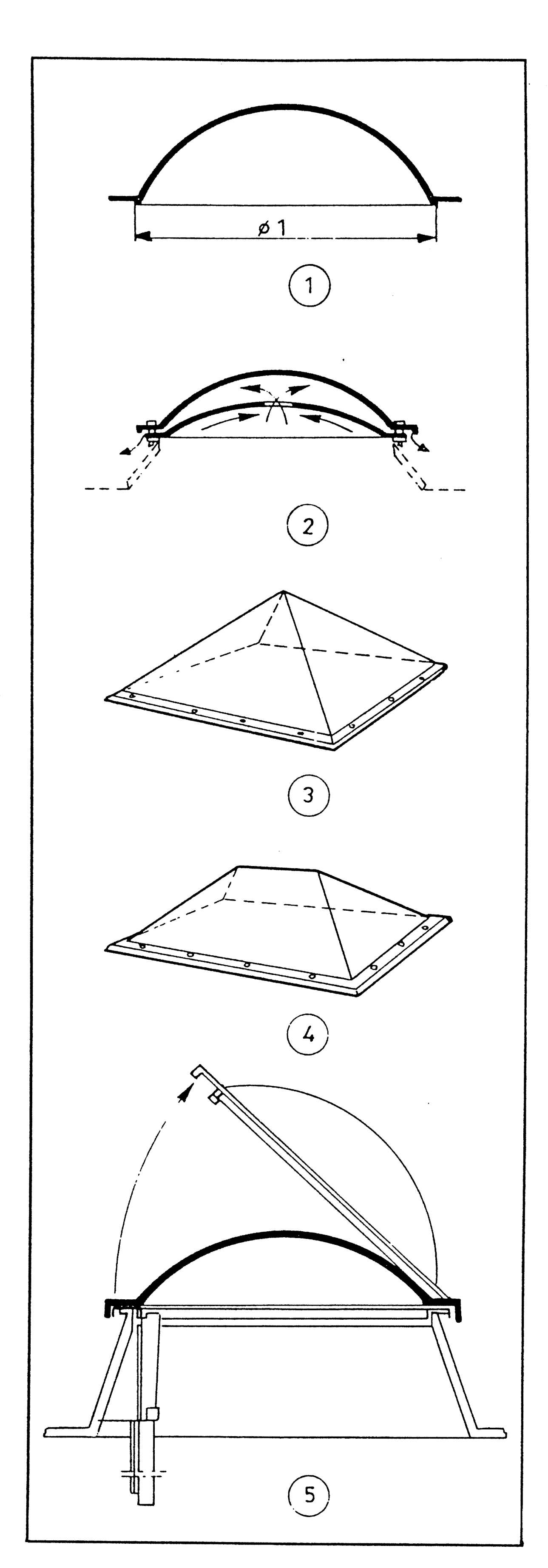


Fig. 2.2.g — Coupoles d'éclairage en matière plastique translucide

● **Dalles de verre, coupoles en matière plastique :**

Les valeurs du facteur solaire des dalles, pavés de verre et coupoles d'éclairage en matière plastique translucide sont données au **tableau 2.2.XVIII.**

Les différents types de coupoles d'éclairage en matière plastique sont représentés à la **figure 2.2.g.**

c) Facteur solaire des vitrages munis de stores ou de rideaux

Les différentes protections solaires qui accompagnent les vitrages ordinaires ou spéciaux sont de trois sortes **(fig. 2.2.h)** :

● les **protections extérieures** qui comprennent :

— les **volets verticaux** qui sont généralement en bois, en métal ou en matière plastique **(fig. 2.2.h ①)**
— les **stores verticaux** qui sont constitués de toile plus ou moins opaque
— les **volets et stores projetés à l'italienne** constitués de bois, de matière plastique ou de tissu **(fig. 2.2.h ②)**
— les **persiennes et stores vénitiens,** généralement métalliques, en bois ou en matière plastique **(fig. 2.2.h ③)**

● les **protections entre deux vitrages** sont réalisées par des **stores vénitiens à lames minces** ou par des **rideaux** opaques ou légèrement transparents pour ne pas diminuer l'éclairement des locaux **(fig. 2.2.h ④ et ⑤)**

● les **protections intérieures** comprennent :

— les **stores vénitiens** à lames minces
— les **rideaux** pendant librement devant les fenêtres **(fig. 2.2.h ⑥ et ⑦).**

La protection d'une baie vitrée ne peut être caractérisée que si on l'associe à un vitrage déterminé (simple ou double, clair ou teinté, absorbant ou non) et à la condition que cette protection soit fermée.

L'efficacité d'une protection antisolaire dépend de la possibilité plus ou moins grande qu'elle présente d'empêcher le flux solaire de pénétrer dans le local. Toutes les protections réfléchissent et absorbent la plus grande partie du flux solaire, diminuant ainsi considérablement les apports par ensoleillement direct dans les locaux.

Les protections extérieures sont les plus efficaces parce qu'elles réfléchissent le flux solaire avant qu'il ne traverse le vitrage et ne pénètre dans le local. D'autre part, le flux absorbé est entièrement dissipé par convection et rayonnement vers l'extérieur.

Les protections intérieures réfléchissent le flux solaire après qu'il ait traversé le vitrage, de sorte

TABLEAU 2.2.XVII — FACTEUR SOLAIRE F DES DOUBLES OU TRIPLES VITRAGES

TYPE DE VITRAGE	EPAISSEUR NOMINALE [mm]	EPAISSFUR [mm]			FACTEUR SOLAIRE	COEFFICIENT K [W/m² °C]
		glace intérieure	glace extérieure	lame d'air		
Double vitrage avec couche isolante (Thermolux) (1)	6	3	3	—	0,56	4,4
	8	4	4	—	0,55	4,4
	10	5	5	—	0,54	4,4
Double vitrage avec lame d'air intermédiaire						
• verre clair	11	3	3	5	0,90	3,5
• glace claire (Thermopane ou Polyglass)	18	6	6	6	0,85	3,4
	20	6	6	8	0,85	3,3
	24	6	6	12	0,85	3,1
	24	6	8	10	0,82	3,1
	32	8	10	14	0,80	3
• **Glace claire intérieure — glace absorbante extérieure** (Parsol ou Athermic)						
grise	18	6	6	6	0,59	3,4
	24	8	8	8	0,52	3,3
	32	8	10	14	0,48	3
vert	18	6	6	6	0,56	3,4
	24	8	8	8	0,51	3,3
	32	8	10	14	0,44	3
bronze	18	6	6	6	0,58	3,4
	24	8	8	8	0,52	3,3
	32	8	10	14	0,47	3
• **Glace claire intérieure — glace réfléchissante extérieure** (Parélio ou Soltran)						
claire 24	18	6	6	6	0,64	3,4
	24	8	8	8	0,60	3,3
	32	8	10	14	0,60	3
claire 50	18	6	6	6	0,59	3,4
	24	8	8	8	0,56	3,3
	32	8	10	14	0,55	3
bronze	18	6	6	6	0,44	3,4
	24	8	8	8	0,37	3,3
	32	8	10	14	0,34	3
gris	18	6	6	6	0,45	3,4
	24	8	8	8	0,38	3,3
	32	8	10	14	0,35	3
vert 24	18	6	6	6	0,43	3,4
	24	8	8	8	0,37	3,3
	32	8	10	14	0,35	3
vert 50	18	6	6	6	0,40	3,4
	24	8	8	8	0,34	3,3
	32	8	10	14	0,31	3
• **Glace claire extérieure — glace réfléchissante intérieure** (Parélio ou Soltran)	18	6	6	6	0,30	3,4
• **Glace absorbante extérieure — glace réfléchissante intérieure**	18	6	6	6	0,22	3,4
• **Glace réfléchissante à l'extérieur et à l'intérieur**	18	6	6	6	0,13	3,4
Triple vitrage avec deux lames d'air intermédiaires						
Supertriver :						
transparent	13,5	3 + 3	3	2 + 2	0,86	2,6
filtrant (une feuille de verre gris)	14,5	3 + 3	3,2	2,5 + 2,5	0,64	2,6
Polyglass triple :	30	6	6 + 6	6 + 6	0,85	2,3
	36	6	6 + 6	9 + 9	0,85	2,2
	42	6	6 + 6	12 + 12	0,85	2,1

1 — Fabrication actuellement abandonnée.

DESIGNATION	DIMENSIONS [mm]	FACTEUR SOLAIRE			COEFFICIENT K [W/m² °C]
		ensoleillé	ombre N/NO/O/SO	ombre E/SE/NE	
Dalles, pavés de verre (Nevada, Prismalith)	150 × 150 × 100	0,55	0,34	0,51	3
	200 × 200 × 100	0,65	0,40	0,60	3
	300 × 300 × 100	0,75	0,46	0,69	3
Coupoles d'éclairage plastique transparentes avec diffuseur	2 660 × 1 760 1 760 × 1 760 ⌀ 1 760		0,60		2,4
transparentes sans diffuseur	— id —		0,88		4,3
translucides	— id —		0,88		4,3

TABLEAU 2.2.XVIII — FACTEUR SOLAIRE DES DALLES, PAVES DE VERRE ET COUPOLES D'ECLAIRAGE EN MATIERE PLASTIQUE

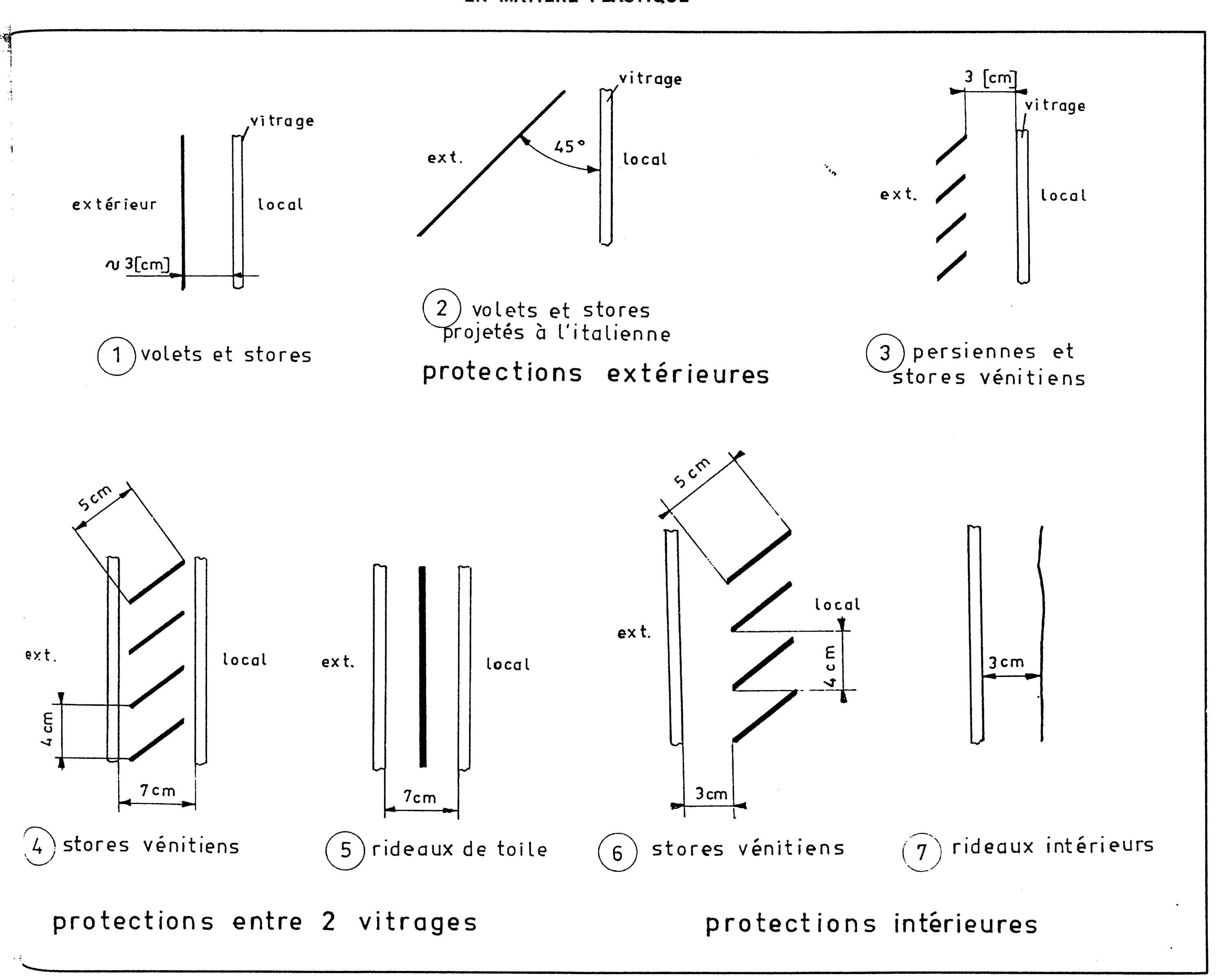


Fig. 2.2.h — Différents types de protection antisolaire des vitrages

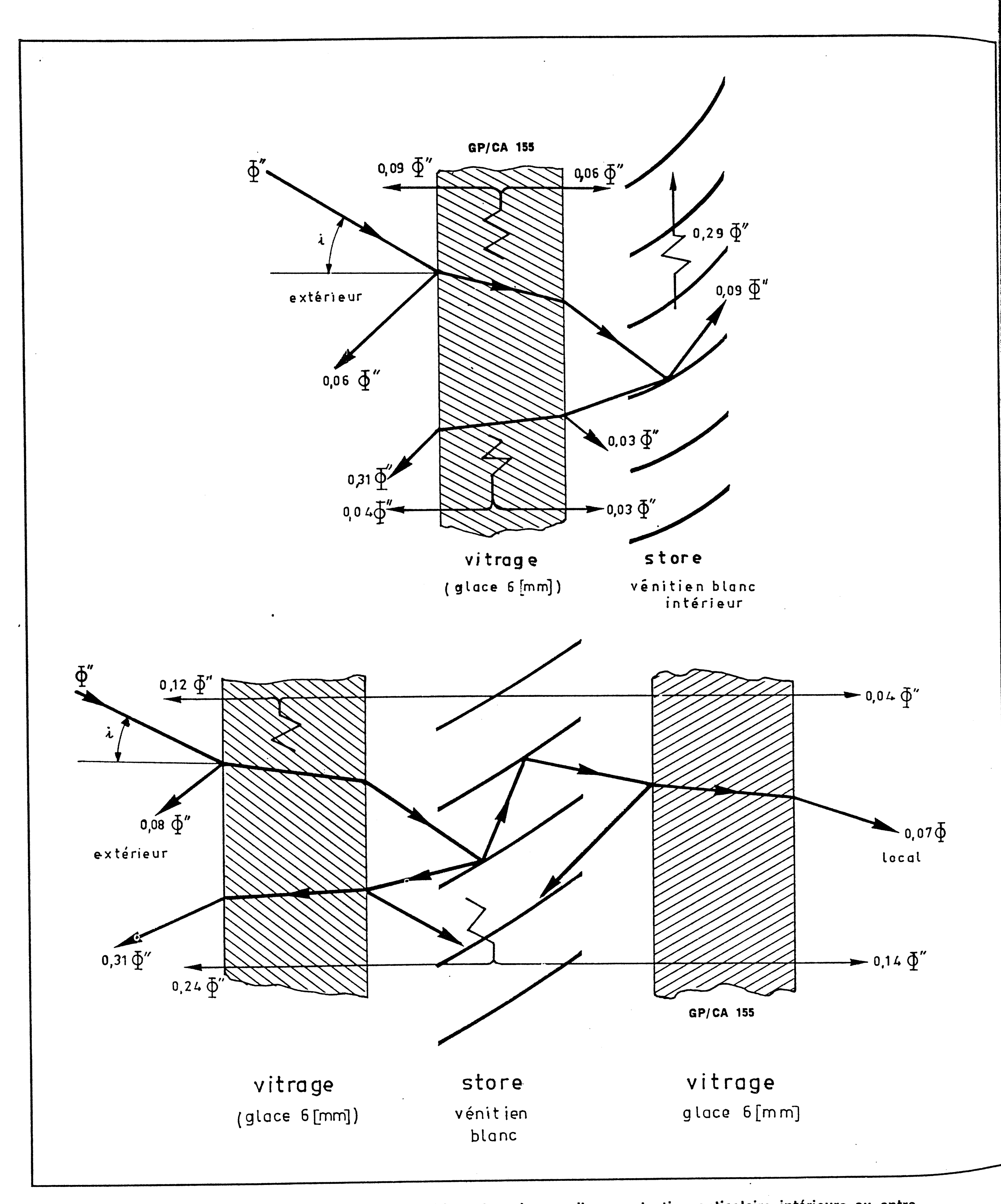


Fig. 2.2.i — Répartition du flux solaire incident dans le cas d'une protection antisolaire intérieure ou entre deux vitrages

qu'une grande partie de ce flux est absorbée à son passage par le vitrage. Quant au flux absorbé par une protection intérieure, il se dissipe entièrement dans le local **(fig. 2.2.i).**

CONCLUSION :

La condition indispensable pour qu'une protection antisolaire puisse être considérée comme vraiment efficace est que celle-ci soit disposée à l'extérieur du bâtiment et contre le vitrage.

L'efficacité de la protection antisolaire d'un vitrage est caractérisée par le **facteur solaire F** de l'ensemble protection-vitrage.

Ainsi, pour trouver l'apport calorifique dû à un ensemble store-vitrage, il suffit de multiplier les valeurs des tableaux 2.2.I à 2.2.VI par le facteur solaire du store associé au vitrage.

Les **tableaux 2.2.XIX à 2.2.XXI** donnent le facteur solaire des différentes protections antisolaires associées à divers vitrages.

REMARQUES

1) Le facteur solaire d'une protection antisolaire dépend de nombreux facteurs :

— la **teinte du matériau** constituant cette protection influence le facteur de réflexion du store ou du rideau
— le **facteur de transparence,** c'est-à-dire le pouvoir de laisser passer plus ou moins la lumière. Les protections courantes sont généralement translucides (elles laissent passer la lumière) et peu transparentes (elles ne laissent pas passer la vue)
— la teinte du sol devant la façade
— la vitesse de l'air extérieur au voisinage de la baie
— l'orientation du bâtiment
— etc...

2) L'efficacité des **protections extérieures** ne dépend pratiquement pas de la nature ou de la teinte du matériau qui les constitue. Par contre, la transparence des stores de toile extérieurs diminue considérablement leur facteur solaire.

Associée à un double vitrage, une protection extérieure atteint son efficacité maximale.

3) L'efficacité des **protections entre deux vitres** dépend essentiellement de la teinte du matériau qui les constitue. Les teintes claires, même transparentes, sont toujours préférables en raison de leur facteur de réflexion élevé.

d) Etude d'un cas

Calculons les apports par ensoleillement d'un vitrage thermopane (double vitrage en glaces claires et absorbantes), avec stores vénitiens intérieurs de teinte claire à 15 heures.

La vitrage est orienté à l'Ouest et sa latitude est 45° Nord (altitude négligeable, climat clair hors agglomération, fonctionnement continu de l'installation et construction légère).

TABLEAU 2.2.XIX — FACTEUR SOLAIRE DES PROTECTIONS INTERIEURES ASSOCIEES A DIFFERENTS VITRAGES

TYPE DE VITRAGE	EPAISSEUR NOMINALE [mm]	TYPE DE PROTECTION INTERIEURE				
		Stores vénitiens		Stores de toile		
		teinte claire	teinte moyenne	opaque foncé	opaque clair	translucide
Verre à vitre Glace	2 à 6 6 à 12	0,55	0,64	0,59	0,25	0,39
Verre absorbant ou coloré	3 à 6	0,53	0,57	0,45	0,30	0,36
Glace absorbante	6	0,53	0,57	0,45	0,30	0,36
(grise, bronze ou verte)	10	0,52	0,54	0,40	0,28	0,32
	12	0,50	0,51	0,36	0,28	0,31
Double vitrage avec lame d'air						
• verre clair	11	0,51	0,57	0,60	0,25	0,37
• glace claire	18 à 32	0,51	0,57	0,60	0,25	0,37
• glace absorbante + glace claire intérieure	18 à 32	0,36	0,39	0,40	0,22	0,30
Triple vitrage						
clair	13,5	0,50	0,56	0,57	0,24	0,36
absorbant	14,5	0,35	0,38	0,39	0,21	0,29

TABLEAU 2.2.XX — FACTEUR SOLAIRE DES PROTECTIONS ENTRE DEUX VITRAGES

TYPE DE VITRAGE	EPAISSEUR NOMINALE [mm]	TYPE DE PROTECTION — Stores vénitiens: teinte claire	Stores vénitiens: teinte moyenne	Rideau (teinte claire)
Double vitrage :				
• verre clair	11	0,33	0,36	0,28
• glace claire	18 à 32	0,33	0,36	0,28
• glace absorbante et glace claire intérieure	18 à 32	0,28	0,30	0,23

TABLEAU 2.2.XXI — FACTEUR SOLAIRE DES PROTECTIONS EXTERIEURES ASSOCIEES A DIFFERENTS VITRAGES

TYPE DE VITRAGE	EPAISSEUR NOMINALE [mm]	TYPE DE PROTECTION EXTERIEURE — Stores verticaux		Volets verticaux		Volets et stores à l'italienne				Stores vénitiens	
		opaque	translucide	bois	métal	bois	métal	toile opaque	toile translucide	bois	métal ou plastique
Verre ou glace claire	3 à 12	0,14	0,27	0,08	0,12	0,10	0,13	0,14	0,22	0,13	0,16
Glace absorbante	3 à 12	0,12	0,18	0,06	0,10	0,08	0,10	0,11	0,15	0,10	0,11
Double vitrage											
• clair	18 à 32	0,16	0,20	0,06	0,08	0,08	0,09	0,09	0,19	0,10	0,11
• absorbant	18 à 32	0,09	0,11	0,06	0,08	0,07	0,08	0,08	0,15	0,09	0,10
Triple vitrage											
• clair	13,5	0,16	0,20	0,06	0,08	0,08	0,09	0,09	0,19	0,12	0,11
• absorbant	14,5	0,08	0,10	0,06	0,08	0,07	0,08	0,08	0,15	0,09	0,10

Les **tableaux 2.2.XV et 2.2.V** montrent que les apports effectifs maximaux ont lieu, à une latitude 45°, en mai ou en juillet à 16 heures. Par interpolation entre les latitudes 40° et 50° Nord, nous trouvons un apport effectif de 514 [W/m²].

Le vitrage thermopane a un encadrement métallique. Nous tiendrons compte du coefficient de correction $k_1 = 1,17$.

Le facteur solaire de l'ensemble vitre thermopane et store vénitien à lamelles métalliques est donné par le **tableau 2.2.XIX**, soit

$$F = 0,36$$

Les apports par ensoleillement sont alors :

$$\varphi = 514 \times 0,36 \times 1,17 \times 0,97 \times 0,65$$

$$\varphi = \underline{137} \, [W/m^2]$$

REMARQUE :

Les apports de chaleur par transmission dus à la différence entre les températures de part et d'autre du vitrage doivent s'ajouter à l'apport par ensoleillement. Ils se calculent séparément (voir paragraphe 3).

2.2.6. - Surfaces ombragées

La plupart des vitrages sont plus ou moins protégés de l'ensoleillement direct par les ombres projetées par les parties en saillie de la construction ou par les bâtiments environnants. Les parties du vitrage situées à l'ombre **ne sont alors atteintes que par le flux solaire diffus.**

Pour déterminer si un vitrage ou une façade est à l'ombre ou non, il faut auparavant déterminer :

— les coordonnées apparentes du soleil par rapport à la façade

— les dimensions caractéristiques de la saillie ou du retrait du vitrage.

a) Coordonnées apparentes du soleil

Les coordonnées apparentes du soleil par rapport au vitrage (ou à la façade) sont données par la **figure 2.2.j.**

On distingue :

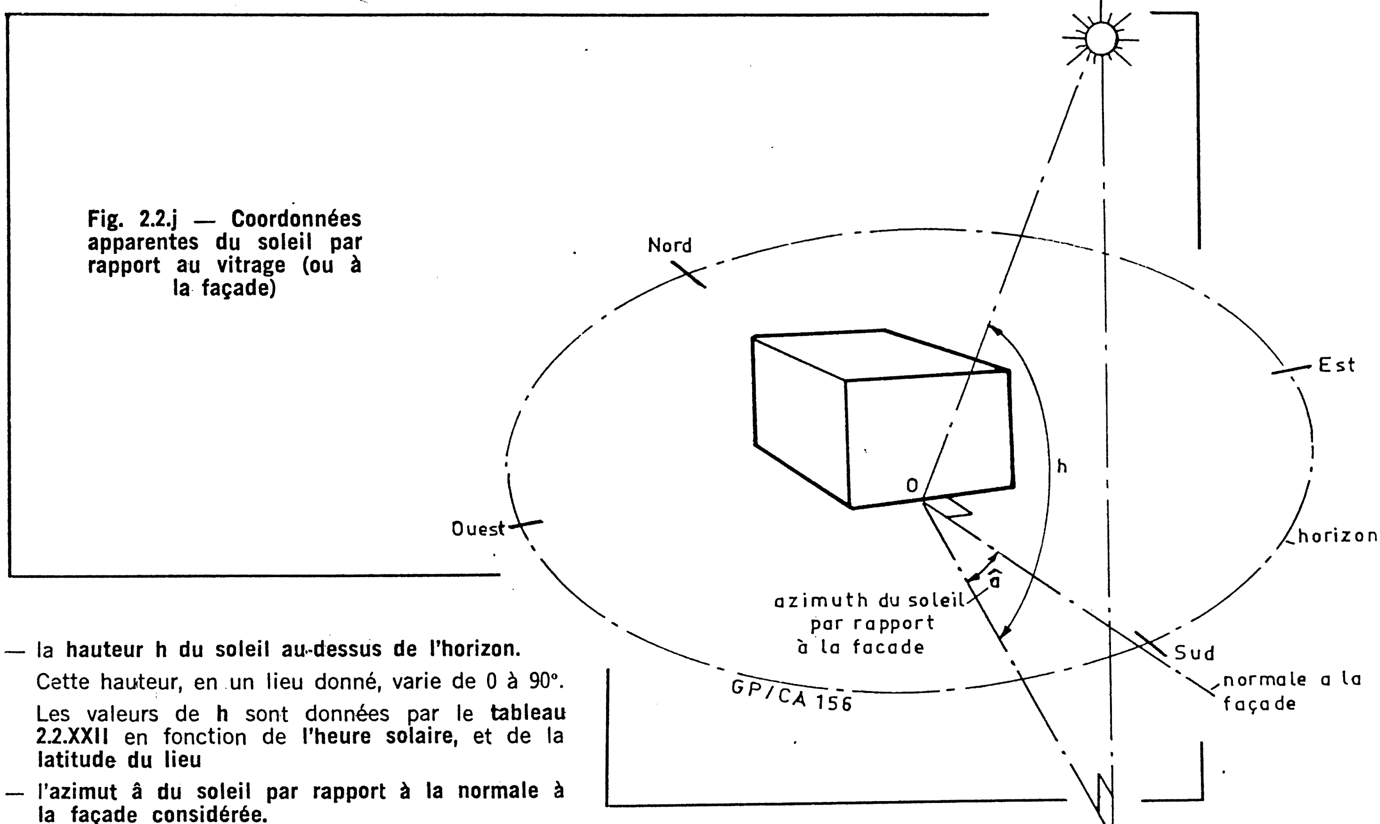


Fig. 2.2.j — Coordonnées apparentes du soleil par rapport au vitrage (ou à la façade)

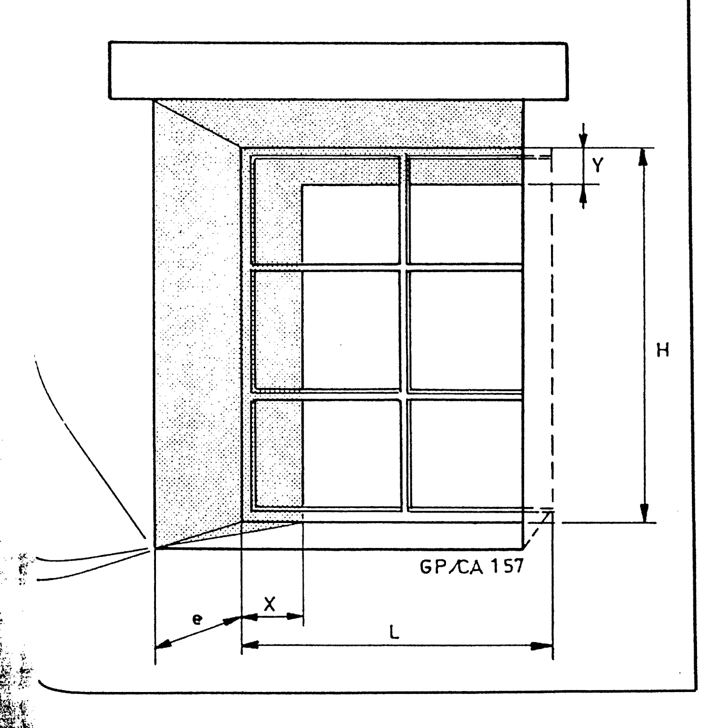
— la **hauteur h du soleil au-dessus de l'horizon.**
Cette hauteur, en un lieu donné, varie de 0 à 90°.
Les valeurs de **h** sont données par le **tableau 2.2.XXII** en fonction de **l'heure solaire,** et de la **latitude du lieu**

— **l'azimut â du soleil par rapport à la normale à la façade considérée.**
Les valeurs de **â** sont données par le **tableau 2.2.XXIII** en fonction de la **latitude,** de **l'orientation** de la façade et de **l'heure solaire.**

b) Dimensions caractéristiques des ombres dues aux saillies ou aux retraits de la façade

La **figure 2.2.k** détermine les dimensions caractéristiques à déterminer pour pouvoir calculer la surface de l'ombre portée par le retrait du vitrage. Ces dimensions sont :

Fig. 2.2.k — Calcul des ombres résultant d'un retrait ou d'une saillie de la façade



e : valeur du retrait [m]
L : largeur du vitrage [m]
H : hauteur du vitrage [m]

L'abaque de la figure **2.2.l** permet de déterminer simplement les largeurs **x** et **y** des ombres horizontales et verticales et, par conséquent, la valeur de l'aire du vitrage à l'ombre.

L'aire du vitrage à l'ombre est égale à :

TABLEAU 2.2.XXII — VALEURS DE LA HAUTEUR h DU SOLEIL AU-DESSUS DE L'HORIZON EN ÉTÉ, EN FONCTION DE LA LATITUDE ET DE L'HEURE SOLAIRE

HEURE SOLAIRE	LATITUDE NORD				
	30°	35°	40°	45°	50°
6	10°	11°	13°	14°	15°
7	22°	23°	24°	25°	25°
8	35°	36°	36°	35°	35°
9	48°	48°	47°	45°	44°
10	61°	60°	58°	55°	52°
11	73°	70°	67°	62°	58°
12	81°	75°	71°	65°	60°
13	73°	70°	67°	62°	58°
14	61°	60°	58°	55°	52°
15	48°	48°	47°	45°	44°
16	35°	36°	36°	35°	35°
17	22°	23°	24°	25°	25°
18	10°	11°	13°	14°	15°
19	—	—	2°	4°	6°

TABLEAU 2.2.XXIII — VALEURS DE L'AZIMUT â DU SOLEIL PAR RAPPORT A LA NORMALE A LA FAÇADE ENSOLEILLEE (EN ETE)

LATITUDE NORD	HEURE SOLAIRE	ORIENTATION						
		Nord-Est	Est	Sud-Est	Sud	Sud-Ouest	Ouest	Nord-Ouest
30°	6	27°	18°	63°	—	—	—	—
	7	34°	12°	57°	—	—	—	—
	8	40°	5°	50°	—	—	—	—
	9	47°	2°	43°	88°	—	—	—
	10	57°	12°	33°	78°	—	—	—
	11	76°	31°	14°	59°	—	—	—
	12	—	90°	45°	0°	45°	90°	—
	13	—	—	—	59°	14°	31°	76°
	14	—	—	—	78°	33°	12°	57°
	15	—	—	—	88°	43°	2°	47°
	16	—	—	—	—	50°	5°	40°
	17	—	—	—	—	57°	12°	34°
	18	—	—	—	—	63°	18°	27°
	19	—	—	—	—	—	—	—
35°	6	28°	17°	62°	—	—	—	—
	7	36°	10°	55°	—	—	—	—
	8	44°	2°	47°	—	—	—	—
	9	53°	8°	37°	82°	—	—	—
	10	66°	20°	25°	70°	—	—	—
	11	89°	43°	2°	47°	—	—	—
	12	—	90°	45°	0°	45°	90°	—
	13	—	—	—	47°	2°	43°	89°
	14	—	—	—	70°	25°	20°	66°
	15	—	—	—	82°	37°	8°	53°
	16	—	—	—	—	47°	2°	44°
	17	—	—	—	—	55°	10°	36°
	18	—	—	—	—	62°	17°	28°
	19	—	—	—	—	70°	25°	20°
40°	6	29°	16°	61°	—	—	—	—
	7	38°	8°	53°	—	—	—	—
	8	47°	2°	43°	88°	—	—	—
	9	58°	13°	32°	77°	—	—	—
	10	73°	28°	17°	62°	—	—	—
	11	—	52°	7°	38°	83°	—	—
	12	—	90°	45°	0°	45°	90°	—
	13	—	—	83°	38°	7°	52°	—
	14	—	—	—	62°	17°	28°	73°
	15	—	—	—	77°	32°	13°	58°
	16	—	—	—	88°	43°	2°	47°
	17	—	—	—	—	53°	8°	38°
	18	—	—	—	—	61°	16°	29°
	19	—	—	—	—	70°	25°	20°
45°	6	30°	15°	60°	—	—	—	—
	7	40°	5°	50°	—	—	—	—
	8	51°	5°	40°	85°	—	—	—
	9	63°	18°	27°	72°	—	—	—
	10	80°	34°	11°	56°	—	—	—
	11	—	58°	13°	32°	77°	—	—
	12	—	90°	45°	0°	45°	90°	—
	13	—	—	77°	32°	13°	58°	—
	14	—	—	—	56°	11°	34°	80°
	15	—	—	—	72°	27°	18°	63°
	16	—	—	—	85°	40°	5°	51°
	17	—	—	—	—	50°	5°	40°
	18	—	—	—	—	60°	15°	30°
	19	—	—	—	—	70°	25°	20°
50°	6	32°	14°	59°	—	—	—	—
	7	43°	3°	48°	—	—	—	—
	8	54°	9°	36°	81°	—	—	—
	9	68°	23°	22°	67°	—	—	—
	10	85°	40°	5°	50°	—	—	—
	11	—	62°	17°	28°	72°	—	—
	12	—	90°	45°	0°	45°	90°	—
	13	—	—	72°	28°	17°	62°	—
	14	—	—	—	50°	5°	40°	85°
	15	—	—	—	67°	22°	23°	68°
	16	—	—	—	81°	36°	9°	54°
	17	—	—	—	—	48°	3°	43°
	18	—	—	—	—	59°	14°	32°
	19	—	—	—	—	—	24°	21°

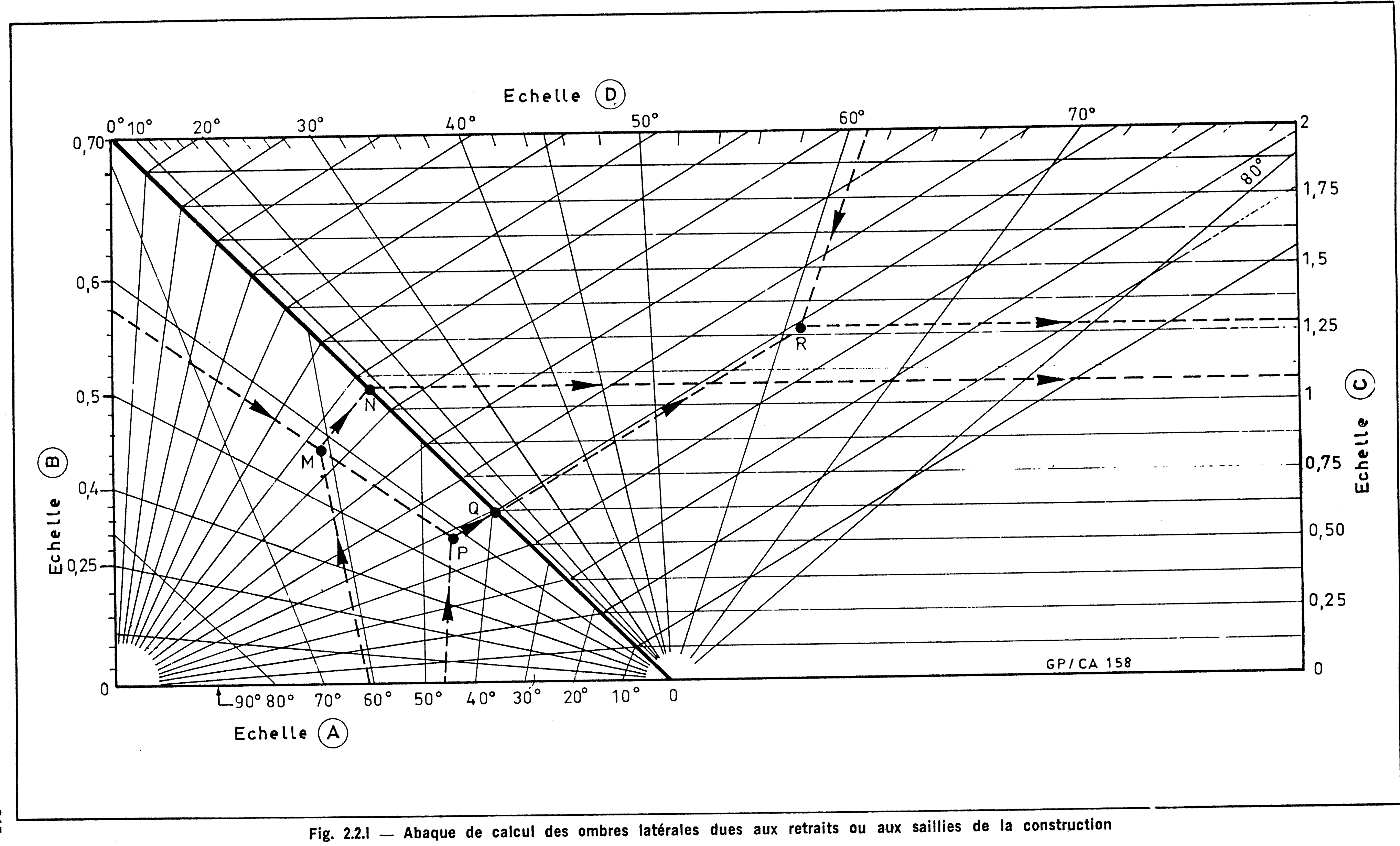


Fig. 2.2.I — Abaque de calcul des ombres latérales dues aux retraits ou aux saillies de la construction

$$S_o = LH - (L - X)(H - Y)$$

L'aire du vitrage ensoleillée est égale à :

$$S_s = (L - X)(H - Y)$$

Utilisation de l'abaque 2.2.l :

Pour calculer **x** et **y**, on procédera ainsi :

- Déterminer, d'après les **tableaux 2.2.XXII et 2.2.XXIII**, les valeurs de **h** et **a** en fonction de l'orientation du vitrage, de la latitude considérée et de l'heure de la journée.
- Déterminer, sur les plans du bâtiment les valeurs de **L**, **H** et **e** relatifs à chaque vitrage d'une façade.
- Pour déterminer **X** :

— repérer sur l'échelle **A** l'azimut apparent **â** du soleil
— repérer sur l'échelle **B** la valeur de **e** en mètre
— tracer deux lignes radiales dont l'intersection est **M** (voir **figure 2.2.l**)
— joindre **OM** que l'on prolonge jusqu'en **N**
— lire horizontalement sur l'échelle **C** la valeur de **X** en mètres.

- Pour déterminer **Y** :

— repérer sur l'échelle **A** la hauteur **h** du soleil au-dessus de l'horizon
— repérer sur l'échelle **B** la valeur de **e** en mètre
— tracer deux lignes radiales dont l'intersection est **P** (voir **figure 2.2.l**)
— joindre **OP** que l'on prolonge jusqu'en **Q**
— repérer sur l'échelle **D** la valeur de l'azimut apparent **â** du soleil
— tracer l'intersection **R** et lire horizontalement sur l'échelle **C** la valeur de **Y** en mètres.

EXEMPLE :

Supposons que : **h** = 46°
a = 62°
e = 0,58 [m]

En suivant les constructions sur l'**abaque 2.2.l**, nous lisons

X = 1,10 [m]
Y = 1,30 [m]

c) Dimensions des ombres produites par les bâtiments voisins

La détermination des zones d'ombre provoquées par les bâtiments environnants sur une façade ensoleillée est un problème très délicat. L'analyse de la configuration géométrique formée par deux ou plusieurs bâtiments proches les uns des autres conduit à des formules très complexes que nous ne pouvons pas aborder dans le cadre de cette étude (1).

Heureusement, un grand nombre de bâtiments avoisinants ont des façades sensiblement parallèles, ce qui simplifie beaucoup le calcul des ombres portées.

Considérons deux immeubles se faisant face et dont les façades sont parallèles (**fig 2.2.m**). La représentation de la direction des rayons solaires fait apparaître, dans les deux vues de la **figure 2.2.m**, la hauteur **h** du soleil au-dessus de l'horizon et l'azimut apparent **a** par rapport à la façade considérée.

Nous en déduisons très facilement les valeurs L_0 et H_0 représentant respectivement la longueur et la hauteur de la surface d'ombre portée sur le bâtiment **A** à climatiser.

On obtient :

$$L_o = L_A - (\ell + d \cdot tg\ a)$$

et

$$H_o = H_B - d \cdot tg\ h$$

Par conséquent, la surface ombragée de la façade du bâtiment **A** est égale à

$$S_o = L_o H_o$$

Etude d'un cas

Considérons deux immeubles voisins distants de 20 [m], tous deux orientés Nord-Sud (45° latitude Nord).

Le plan de masse permet de relever les cotes suivantes :

$$d = 20\ [m]$$
$$L_A = 30\ [m]$$
$$\ell = 10\ [m]$$
$$H_B = 30\ [m]$$

---

(1) Les lecteurs intéressés par cette analyse géométrique pourront se reporter à l'exposé de M. J. CONAN présenté aux Journées Françaises de Génie Climatique (12 et 13 mai 1969) et dont le compte rendu a été publié dans Industries Thermiques et Aérauliques n° 698 (Novembre 1969).

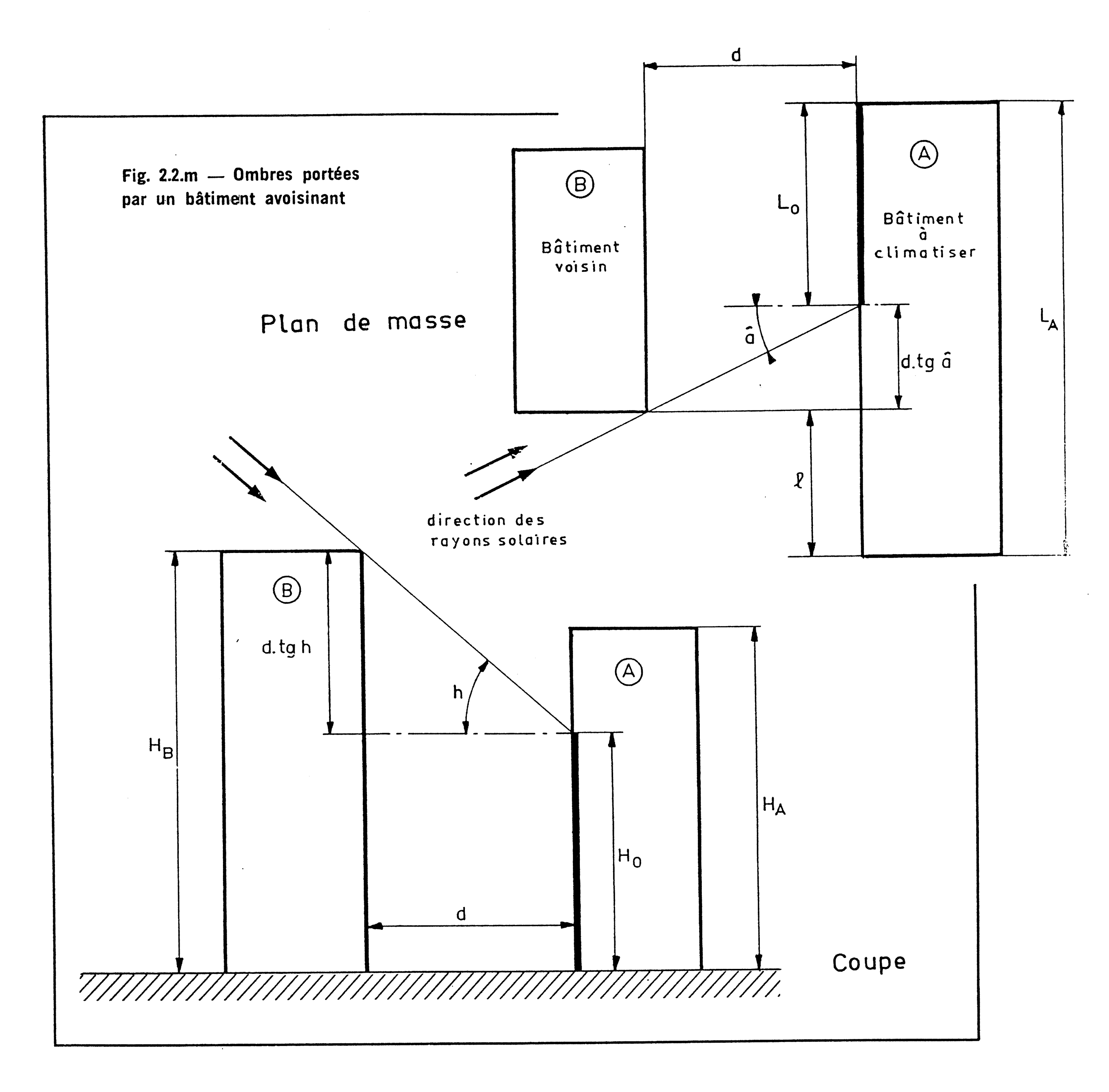


Fig. 2.2.m — Ombres portées par un bâtiment avoisinant

Déterminons la surface de l'ombre portée par le bâtiment **B** sur la façade ouest du bâtiment **A** en été à 15 heures (heure solaire).

.˙.

Les tableaux précédents nous permettent de relever les valeurs de **a** et **h** pour une façade ouest

$$a = 18°$$

$$h = 45°$$

Par conséquent :

$$L_o = 30 - (10 + 20 \times 0{,}325)$$

$$L_o = \underline{13{,}5} \quad [m]$$

et

$$H_o = 30 - 20 \times 1$$

$$H_o = \underline{10} \; [m]$$

La surface de l'ombre portée est égale à

$$S_o = 13{,}5 \times 10$$

$$S_o = \underline{135} \quad [m^2]$$

Les vitrages situés dans la zone d'ombre S_0 seront uniquement influencés par le flux solaire diffus.

On calculera leurs apports par ensoleillement de la même façon que s'ils étaient orientés au Nord.

2.3 - APPORTS PAR LES PAROIS EXTÉRIEURES

Le calcul en été des apports par conduction à travers les parois extérieures (vitrages ou parois opaques) diffère très nettement du calcul des déperditions en hiver pour les deux raisons suivantes :

1) **En été**, les apports calorifiques résultent non seulement de la différence entre les températures de l'air à l'extérieur et à l'intérieur des locaux climatisés, mais aussi du fait que **les parois extérieures sont soumises au rayonnement solaire.**

   Les apports calorifiques dans les locaux climatisés sont donc plus importants en raison de l'absorption et de « l'emmagasinement » de la chaleur solaire par les parois extérieures.

   En hiver, on néglige généralement l'influence du rayonnement solaire sur les parois extérieures, car il a pour conséquence de diminuer les déperditions et de fausser le calcul de la puissance calorifique maximale de l'installation.

2) **En hiver**, dans le calcul courant de la puissance maximale de chauffage, on se place dans l'hypothèse la plus défavorable qui consiste à supposer que l'écart entre la température extérieure de base et la température intérieure des locaux est **constant** (régime permanent).

   En réalité, cet écart n'est pas constant. Il varie avec les fluctuations de la température extérieure, l'ensoleillement intermittent, etc... Par conséquent, la transmission de chaleur à travers les parois extérieures est un phénomène qui varie dans le temps, et en particulier au cours d'une même journée (régime variable).

   En été, étant donnée l'origine diverse des apports calorifiques, on est amené à se placer en régime variable et à calculer heure par heure l'importance des apports calorifiques de façon à apprécier, aussi précisément que possible, la puissance frigorifique de l'installation de climatisation.

2.3.1. - Température extérieure équivalente

Lorsqu'un flux solaire global atteint une paroi extérieure, opaque ou non, une partie du flux est absorbée par la paroi (**fig. 2.3.a** ou **2.2.b**), ce qui a pour effet d'élever la température superficielle de la surface extérieure de la paroi. Si α est le facteur d'absorption (au rayonnement solaire) du matériau constituant la surface extérieure de la paroi, et si h_e est le coefficient d'échange superficiel extérieur, l'élévation de température $\Delta\theta$ de la surface extérieure de la paroi est donnée par la relation :

$$\alpha \Phi'' = h_e \cdot \Delta\theta$$

soit :

$$\underset{[°C]}{\Delta\theta} = \frac{\alpha \Phi''}{h_e} \qquad \textbf{(2.3.A)}$$

dans laquelle :

Φ'' : rayonnement solaire global [W/m²]

h_e : coefficient d'échange superficiel extérieur [W/m² °C].

Par conséquent, tout se passe comme si la surface extérieure de la paroi, sous l'effet de l'insolation, était soumise à une température fictive de l'air extérieur égale à

$$\theta_{eq} = \theta_e + \Delta\theta$$

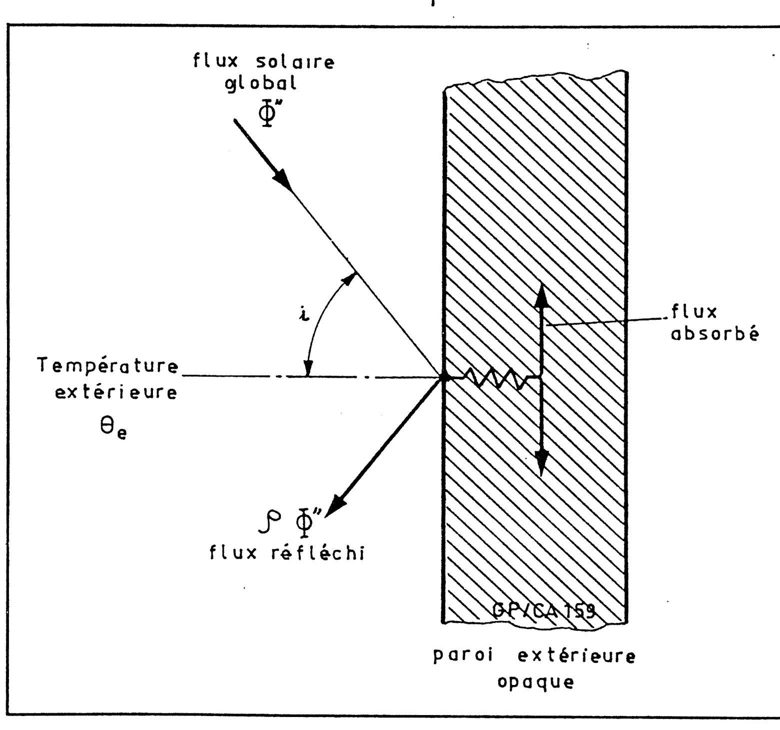


Fig. 2.3.a — Action du flux solaire global sur une paroi extérieure opaque

c'est-à-dire :

$$\theta_{eq} = \theta_e + \frac{\alpha \Phi''}{h_e} \qquad (2.3.B)$$
$$[°C]$$

Cette température fictive de l'air extérieur, qui tient compte du rayonnement absorbé par la paroi extérieure, est appelée **la température extérieure équivalente.**

DEFINITION :

La température extérieure équivalente est la température fictive de l'air extérieur qui donnerait, en régime permanent, le même apport par conduction à travers une paroi extérieure, que celui qui résulte de l'influence simultanée de la température extérieure réelle et du flux global d'insolation.

REMARQUES :

1) Les valeurs du coefficient d'échange superficiel extérieur h_e en été sont sensiblement les mêmes que celles en hiver, à condition que le vent extérieur ait une vitesse inférieure à 4 [m/s].

Dans ce cas, on adoptera les valeurs recommandées par le D.T.U. « Calcul des déperditions », à savoir :

— h_e = 16,7 [W/m² °C] pour une paroi verticale

— h_e = 19,4 [W/m² °C] pour une paroi horizontale.

Dans les localités où règnent des vents dont la vitesse **w** est supérieure à 4 [m/s], on adoptera la valeur de h_e calculée d'après la relation :

$$h_e = 8 + 3{,}8\,w$$
$$[W/m^2\,°C] \qquad [m/s]$$

2) Les valeurs du facteur d'absorption α d'une paroi dépendent essentiellement :

— de la nature du rayonnement incident (ultraviolet, visible ou infrarouge)
— de la nature du matériau constituant la surface extérieure de la paroi.

Dans le cas du rayonnement solaire, les valeurs de α sont surtout sensibles à la couleur du matériau absorbant le flux solaire.

Le **tableau 2.3.I** donne les valeurs du facteur d'absorption de quelques matériaux de construction pour le rayonnement solaire global.

La détermination précise du facteur d'absorption α est importante, car l'élévation de la température superficielle extérieure de la paroi lui est directement proportionnelle (voir formule 2.3.A).

3) Les valeurs du flux solaire global à considérer pour le calcul de la température extérieure équivalente sont données par les **tableaux 2.3.II à 2.3.IV** pour diverses latitudes.

Les valeurs des **tableaux 2.3.II à 2.3.IV** devront être éventuellement **corrigées** pour tenir compte de l'**altitude** et du **trouble de l'atmosphère**. On appliquera pour cela les coefficients du **tableau 2.2.VII** (page 246).

EXEMPLE :

Un mur vertical en maçonnerie de tonalité claire ($\alpha = 0{,}6$) est situé à 1 000 [m] d'altitude, à l'Ouest, et à la latitude de 40° Nord. Calculons, à 15 heures, l'élévation de température de la surface extérieure de ce mur. Les conditions de trouble de l'atmosphère sont minimales (climat clair) et le vent extérieur a une vitesse inférieure à 4 [m/s].

⁂

Le **tableau 2.3.II** donne, à 15 heures, pour un climat clair, un flux solaire global de 648 [W/m²]. Le **tableau 2.2.VII** donne un coefficient de correction de 1,05 à 1 000 [m] en climat clair.

Par conséquent, le flux global solaire atteignant le mur considéré précédemment est égal à :

TABLEAU 2.3.I — FACTEUR D'ABSORPTION DE QUELQUES MATERIAUX DE CONSTRUCTION (POUR LE RAYONNEMENT SOLAIRE GLOBAL)

NATURE DU MATERIAU	FACTEUR D'ABSORPTION
Toitures - terrasses :	
asphalte	0,90
carton bitumé	0,90
sable	0,70
eau	0,70
ardoise	0,93
tuile	0,80
plomb oxydé	0,30
Parois verticales :	
carrelage clair	0,30
verre	0,06
brique rouge	0,85
marbre poli	0,60
pierre calcaire blanche	0,60
granit poli	0,45
acier poli	0,06
tôle oxydée	0,80
tôle rugueuse	0,94
fonte brute	0,80
cuivre poli	0,04
aluminium poli	0,04
aluminium oxydé à l'air extérieur	0,90
tôle galvanisée	0,70
amiante-ciment	0,96
maçonnerie de teinte claire	0,50
maçonnerie de teinte moyenne	0,70
maçonnerie de teinte sombre	0,90
Parois extérieures peintes :	
peinture blanche	0,50
peinture claire	0,60
peinture sombre	0,90
noir mat	1
peinture d'aluminium	0,60

TABLEAU 2.3.II — FLUX SOLAIRE GLOBAL (ALTITUDE 0 ET CONDITIONS DE TROUBLE DE L'ATMOSPHERE MININALES) en [W/m²]

latitude 40° Nord

ORIENTATION	TYPE DE CLIMAT	HEURE SOLAIRE												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Nord	très brumeux	39	51	58	63	66	70	71	70	66	63	58	51	39
	brumeux	39	51	58	63	66	70	71	70	66	63	58	51	39
	clair	39	51	58	63	66	70	71	70	66	63	58	51	39
Nord-Est	très brumeux	180	354	390	324	194	81	75	71	66	61	55	48	34
	brumeux	233	413	433	350	205	81	75	71	66	61	55	48	34
	clair	293	479	480	379	217	81	75	71	66	61	55	48	34
Est	très brumeux	212	456	563	548	432	268	82	73	66	59	53	43	28
	brumeux	271	530	626	597	465	285	82	73	66	59	53	43	28
	clair	338	614	695	648	500	303	82	73	66	59	53	43	28
Sud-Est	très brumeux	122	288	415	472	448	372	256	115	74	68	59	45	29
	brumeux	151	332	463	515	485	400	271	118	74	68	59	45	29
	clair	184	382	513	561	522	428	289	122	74	68	59	45	29
Sud	très brumeux	29	48	78	173	261	312	333	312	261	173	78	48	29
	brumeux	29	48	79	184	278	335	335	335	278	184	79	48	29
	clair	29	48	81	196	297	357	378	357	297	196	81	48	29
Sud-Ouest	très brumeux	29	45	59	68	74	115	256	372	448	472	415	288	122
	brumeux	29	45	59	68	74	118	271	400	485	515	463	332	151
	clair	29	45	59	68	74	122	289	522	522	561	513	382	184
Ouest	très brumeux	28	43	53	59	66	73	82	268	432	548	563	456	212
	brumeux	28	43	53	59	66	73	82	285	465	597	626	530	271
	clair	28	43	53	59	66	73	82	303	500	648	695	614	338
Nord-Ouest	très brumeux	34	48	55	61	66	71	75	81	194	324	390	354	180
	brumeux	34	48	55	61	66	71	75	81	205	350	433	413	233
	clair	34	48	55	61	66	71	75	81	217	379	480	479	293
Surface horizontale	très brumeux	85	237	422	581	701	778	814	778	701	581	422	237	85
	brumeux	100	271	470	637	763	844	880	844	763	637	470	271	100
	clair	115	307	517	693	826	909	945	909	826	693	517	307	115

TABLEAU 2.3.III — FLUX SOLAIRE GLOBAL (ALTITUDE 0 ET CONDITIONS DE TROUBLE DE L'ATMOSPHERE MININALES) en [W/m²]

latitude 45° Nord

ORIENTATION	TYPE DE CLIMAT	HEURE SOLAIRE 6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Nord	très brumeux	38	48	55	59	63	65	66	65	63	59	55	48	38
	brumeux	38	48	55	59	63	65	66	65	63	59	55	48	38
	clair	38	48	55	59	63	65	66	65	63	59	55	48	38
Nord-Est	très brumeux	193	351	360	289	151	81	72	67	63	58	52	44	32
	brumeux	247	408	403	314	158	81	72	67	63	58	52	44	32
	clair	313	463	447	339	166	81	72	67	63	58	52	44	32
Est	très brumeux	229	466	545	534	420	262	78	68	61	56	49	41	28
	brumeux	287	539	612	585	454	280	78	68	61	56	49	41	28
	clair	362	611	675	637	490	293	78	68	61	56	49	41	28
Sud-Est	très brumeux	131	307	422	495	476	411	295	150	71	65	57	43	28
	brumeux	162	355	473	542	517	442	316	158	71	65	57	43	28
	clair	202	400	523	593	560	477	340	165	71	65	57	43	28
Sud	très brumeux	28	45	99	211	298	368	391	368	298	211	99	45	28
	brumeux	28	45	104	227	321	396	420	396	321	227	104	45	28
	clair	28	45	110	245	346	425	450	425	346	245	110	45	28
Sud-Ouest	très brumeux	28	43	57	65	71	150	295	411	476	495	422	307	131
	brumeux	28	43	57	65	71	158	316	442	517	542	473	355	162
	clair	28	43	57	65	71	165	340	477	560	593	523	400	202
Ouest	très brumeux	28	41	49	56	61	68	78	262	420	534	545	466	229
	brumeux	28	41	49	56	61	68	78	280	454	585	612	539	287
	clair	28	41	49	56	61	68	78	293	490	637	675	611	362
Nord-Ouest	très brumeux	32	44	52	58	63	67	72	81	151	289	360	351	193
	brumeux	32	44	52	58	63	67	72	81	158	314	403	408	247
	clair	32	44	52	58	63	67	72	81	166	339	447	463	313
Surface horizontale	très brumeux	89	246	403	552	666	738	753	738	666	552	403	246	89
	brumeux	104	280	448	606	722	797	817	797	722	606	448	280	104
	clair	123	313	494	662	786	863	883	863	786	662	494	313	123

TABLEAU 2.3.IV — FLUX SOLAIRE GLOBAL (ALTITUDE 0 ET CONDITIONS DE TROUBLE DE L'ATMOSPHERE MININALES)

en [W/m²]

latitude 50° Nord

ORIEN-TATION	TYPE DE CLIMAT	HEURE SOLAIRE												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Nord	très brumeux	37	48	52	57	63	64	64	64	63	57	52	48	37
	brumeux	37	48	52	57	63	64	64	64	63	57	52	48	37
	clair	37	48	52	57	63	64	64	64	63	57	52	48	37
Nord-Est	très brumeux	211	335	338	252	113	73	68	64	59	56	50	43	31
	brumeux	267	389	377	273	117	73	68	64	59	56	50	43	31
	clair	335	441	414	293	121	73	68	64	59	56	50	43	31
Est	très brumeux	253	461	541	521	412	256	74	65	59	53	48	39	24
	brumeux	253	461	541	521	412	256	74	65	59	53	48	39	24
	clair	316	534	607	571	448	278	74	65	59	53	48	39	24
Sud-Est	très brumeux	144	312	438	510	498	435	328	187	67	61	53	41	26
	brumeux	177	361	493	561	543	472	353	200	67	61	53	41	26
	clair	219	409	545	615	590	509	379	212	67	61	53	41	26
Sud	très brumeux	28	42	125	246	242	407	434	407	342	246	125	42	28
	brumeux	28	42	136	268	371	441	470	441	371	268	136	42	28
	clair	28	42	146	290	401	476	507	476	401	290	146	42	28
Sud-Ouest	très brumeux	26	41	53	61	67	187	328	435	498	510	438	312	144
	brumeux	26	41	53	61	67	200	353	472	543	561	493	361	177
	clair	26	41	53	61	67	212	379	509	590	615	545	409	219
Ouest	très brumeux	24	39	48	53	59	65	A74	256	412	521	541	461	253
	brumeux	24	39	48	53	59	65	74	278	448	571	607	534	316
	clair	24	39	48	53	59	65	74	293	483	625	670	606	394
Nord-Ouest	très brumeux	31	43	50	56	59	64	68	73	113	252	338	335	211
	brumeux	31	43	50	56	59	64	68	73	117	373	377	389	267
	clair	31	43	50	56	59	64	68	73	121	293	414	441	335
Surface horizontale	très brumeux	96	242	398	536	628	693	710	693	628	536	398	242	96
	brumeux	111	276	443	588	687	754	777	754	687	588	443	276	111
	clair	136	310	490	644	747	817	839	817	747	644	490	310	136

$$\Phi'' = 648 \times 1{,}05 = 680 \left[W/m^2\right]$$

L'élévation de température de la surface extérieure de ce mur s'obtient en appliquant la relation 2.3.A.

On a :

$$\Delta\theta = \frac{0{,}6 \times 680}{16{,}7}$$

$$\Delta\theta \simeq 24{,}6 \; [°C]$$

Si la température extérieure à 15 heures est 30 [°C], la température extérieure équivalente est alors 55 [°C].

2.3.2. - *Température extérieure virtuelle*

Le calcul des apports calorifiques par les parois extérieures des locaux climatisés est un problème complexe en raison des facteurs suivants :

— la **variation de la température de l'air extérieur** au cours d'une même journée

— la **durée de l'insolation des parois** qui varie avec leur orientation

— l'**inertie thermique des parois** qui dépend essentiellement de leur structure.

Tous ces facteurs caractérisent ce que l'on appelle le « régime variable » des échanges thermiques.

L'expérience montre que les conséquences du régime variable des échanges thermiques par les parois extérieures des locaux climatisés sont les suivantes :

1) — il existe un **décalage horaire** entre le moment où la température extérieure équivalente est maximale et le moment où le flux d'apport calorifique pénétrant dans le local atteint sa valeur maximale.

Ce décalage n'est pas négligeable ; il peut atteindre plusieurs heures avec des parois dont l'inertie thermique est très grande

2) — les valeurs du flux d'apport calorifique pénétrant dans le local sont **réduites** (ou amorties) par rapport aux valeurs instantanées qu'il atteindrait en régime permanent.

Ce double phénomène (décalage et amortissement) doit absolument être considéré dans un calcul précis d'apport calorifique par les parois extérieures, car il permet de réduire considérablement les charges des locaux climatisés.

Pour simplifier le calcul manuel des apports par les parois extérieures tout en obtenant des résultats très proches de la réalité, on est amené à définir la notion de **température extérieure virtuelle** θ_{ev}.

DEFINITION :

La température extérieure virtuelle, à un instant donné, est une température extérieure qui produirait, en régime permanent, un apport calorifique identique à celui que produit par les parois extérieures le régime variable au même instant (1).

Dans la pratique du calcul des apports par les parois extérieures, on fait plutôt intervenir l'**écart virtuel de température**, qui est la différence entre la température extérieure virtuelle et la température intérieure du local climatisé :

$$\Delta\theta_{ev} = \theta_{ev} - \theta_i$$

L'écart virtuel de température est la différence de température qui donne à un instant donné, et en régime permanent, le flux d'apport calorifique à travers les parois extérieures, compte tenu de la température extérieure équivalente, de l'insolation éventuelle et de l'inertie thermique des parois.

REMARQUES :

Les facteurs qui influent sur les valeurs de la température extérieure virtuelle (ou de l'écart virtuel de température) sont les suivants :

- la **température extérieure équivalente** θ_{eq} qui, elle-même, dépend :
  - — du **rayonnement solaire global** Φ''
  - — de la **latitude**
  - — de l'**altitude** et de la **transparence** de l'atmosphère
  - — de la **saison** ou du **mois** de l'année
  - — de l'**heure solaire**
  - — de l'**orientation**
  - — du **facteur d'absorption** de la paroi extérieure
- la **structure de la paroi** extérieure et son **inertie thermique**.

2.3.3 - *Calcul des apports par les parois extérieures*

Etant donné que la définition de la température extérieure virtuelle (ou celle de l'écart virtuel de température) permet de se ramener au cas du régime permanent, on peut appliquer, pour le calcul des apports par les parois extérieures, la relation fondamentale de la transmission de la chaleur :

$$Q = K . A . \Delta\theta_{ev} \qquad \textbf{(2.3.C)}$$

dans laquelle :

Q : apport calorifique par une paroi extérieure opaque ou non) [W]

---

1 — Les lecteurs intéressés par une analyse approfondie du calcul des apports à travers les parois opaques pourront se reporter à l'exposé de M. R. GILLES présenté aux Journées Françaises de Génie Climatique (12 et 13 mai 1969) et dont le compte rendu a été publié dans Industries Thermiques et Aérauliques n° 698 (Novembre 1969).

K : coefficient de transmission thermique utile [W/m² °C]

A : aire utile de la paroi à travers laquelle se fait l'apport calorifique [m²]

$\Delta\theta_{ev}$: écart virtuel de température [°C].

REMARQUES :

1) — On peut admettre **en première approximation** que les coefficients de transmission thermique utiles K des parois extérieures peuvent, sans erreur importante, être identiques en été et en hiver. Par conséquent, ils seront calculés suivant le D.T.U. « Règles de calcul des caractéristiques thermiques utiles des parois de construction et des déperditions de base des bâtiments ».

2) — L'écart virtuel de température $\Delta\theta_{ev}$ est donné par les **tableaux 2.3.V** et suivants en fonction :

— de la **latitude** du bâtiment considéré.

— du **mois** de l'année

— de l'**heure**

— de l'**orientation**

— du **facteur d'absorption** de la paroi. On a classé les parois extérieures, d'après leur coefficient d'absorption, en quatre catégories :

- **parois de couleur très foncée :** $\alpha = 0,9$
- **parois de couleur foncée :** $\alpha = 0,7$
- **parois de couleur claire :** $\alpha = 0,5$
- **parois de couleur très claire :** $\alpha = 0,3$

— de la **constitution des parois** du local climatisé.

La structure des parois d'un local climatisé (parois extérieures, planchers, cloisons, mobilier, etc...) détermine d'une part l'amortissement du flux calorifique par conduction au cours de sa pénétration dans le local, et d'autre part le **coefficient de correction** à envisager pour déterminer l'**apport calorifique réel** dans le local.

L'expérience montre que les apports réels dus aux flux de conduction à travers les parois extérieures sont très différents selon la nature des surfaces des parois intérieures du local climatisé.

Ainsi, un local équipé de parois très isolées du point de vue thermique (moquette, faux-plafond, cloisons acoustiques légères, etc...), et dont les surfaces sont très absorbantes, aura des apports réels dus à la conduction de la chaleur à travers les murs et les vitrages extérieurs **bien supérieurs** à ceux d'un local traditionnel constitué de cloisons en plâtre, de planchers en béton brut recouverts de linoléum, par exemple.

Il est donc impossible de faire apparaître un critère ou une grandeur physique qui puisse caractériser d'une façon générale à la fois l'inertie thermique et la pondération du flux de conduction à travers une paroi extérieure.

Il faudrait donc pour chaque local particulier calculer les coefficients de correction à appliquer, heure par heure, au flux de conduction. Cela est impossible en calcul manuel.

Aussi, pour déterminer **avec une très bonne approximation** les apports réels par conduction dans un local déterminé, on classe les locaux en trois grandes catégories :

- locaux dont la **structure est légère** et dont l'**isolation des parois est très soignée.**

  Ce sont par exemple les bâtiments constitués de murs-rideaux, d'un faux-plafond, de planchers revêtus de moquette et de cloisons légères.

  A titre indicatif, la masse des matériaux constituant toutes les parois, et ramenée au mètre carré de plancher, doit être inférieure ou égale à **150** [kg/m²].

- locaux dont la **structure est moyennement lourde** et dont l'**isolation des parois est soignée.**

  Ce sont par exemple les bâtiments à ossature en béton armé, remplissage de briques, sans faux-plafond, avec des cloisons en briques ou en carreaux de plâtre et dont les planchers sont revêtus de linoléum.

  La masse des matériaux constituant toutes les parois est comprise entre **150** et **350** [kg/m² de plancher]

- locaux dont la **structure est lourde** et dont l'**isolation est faible.**

  La masse des matériaux constituant les parois est comprise entre **350** et **700** [kg/m² de plancher].

CONCLUSION :

Pour un calcul d'apport par conduction à travers une paroi extérieure (opaque ou non), on se ramènera à l'une des trois structures précédemment définies et on lira directement, dans les **tableaux 2.3.V et suivants,** l'écart virtuel de température correspondant aux conditions géographiques, climatiques et saisonnières de la paroi extérieure considérée. Après avoir calculé le coefficient K de la paroi et son aire utile A, on appliquera directement la relation fondamentale 2.3.C.

2.3.4 - *Utilisation des tableaux donnant l'écart virtuel de température*

Les **tableaux 2.3.V à 2.3.XII** donnent l'écart virtuel de température des parois extérieures en été et concernent uniquement les latitudes et les climats de la France.

La première série de tableaux **(2.3.V à 2.3.VIII)** est à considérer pour les régions voisines de la latitude 45° Nord, la seconde série **(2.3.IX à 2.3.XII)** concerne les régions voisines de la latitude 49° Nord.

Par conséquent, pour le calcul des apports par les parois extérieures, nous diviserons la France en deux zones :

— la **zone** (I) située **au-dessus** d'un parallèle passant approximativement par Dijon et couvrant le Nord de la France.

Pour toute localité située dans cette zone (latitude supérieure ou égale à 47° Nord), nous utiliserons les **tableaux 2.3.IX à 2.3.XIV** relatifs à la latitude de 49° Nord.

— la **zone** (II) située **au-dessous** du parallèle passant par Dijon et couvrant le Sud de la France.

Pour toute localité située dans cette zone (latitude inférieure à 47° Nord), nous utiliserons les **tableaux 2.3.V à 2.3.VIII.**

TABLEAU RESUME :

ZONE	LATITUDE D'UNE LOCALITE DE FRANCE (Tableau 3.1.II)
Zone (I) (latitude moyenne 49° Nord)	$L \geq 47°$ Nord
Zone (II) (latitude moyenne 45° Nord)	$L < 47°$ Nord

Ces tableaux sont établis pour une température intérieure des locaux climatisés de 25 [°C].

Lorsque la température intérieure des locaux sera différente de 25 [°C], on appliquera la relation de correction suivante :

$$\Delta\theta_{ev,\theta_i} = \Delta\theta_{ev,25} + (25 - \theta_i) \qquad \textbf{(2.3.D)}$$

dans laquelle :

$\Delta\theta_{ev,\theta_i}$: écart virtuel de température de la paroi extérieure correspondant à une température intérieure θ_i différente de 25 [°C]

$\Delta\theta_{ev,25}$: écart viturel de température donné par les tableaux 2.3.V et suivants

EXEMPLE :

Considérons une paroi extérieure orientée Nord-Est et située à Lyon. C'est un mur-rideau constitué d'une couche de polyuréthane compris entre un revêtement intérieur métallique et un parement extérieur de Glasal couleur très claire ($\alpha = 0{,}3$).

Le coefficient K de cette paroi est de 1,13 [W/m² °C]. La température à maintenir à l'intérieur du local par la climatisation est de 23 [°C].

L'aménagement intérieur du local (bureau) comprend un revêtement de moquette de laine, des cloisons légères amovibles, un faux-plafond avec luminaires incorporés. La structure de l'immeuble peut donc être considérée comme légère.

Dans ces conditions, calculer l'apport réel de chaleur par la paroi extérieure à 15 heures au mois de juin.

***

Le **tableau 2.3.V** indique à 15 heures, dans le cas d'une structure légère et pour un facteur d'absorption de 0,3, un écart virtuel de température de 6,4 [deg].

La correction à appliquer pour tenir compte de la température intérieure différente de 25 [°C] est donnée par la relation (2.3.D) :

$$\Delta\theta_{ev,23} = 6{,}4 + (25 - 23)$$

$$\Delta\theta_{ev,23} = \underline{8{,}4}\ [°C]$$

L'apport réel de chaleur est égal (relation 2.3.C) à :

$$Q = 1{,}13 \times 8{,}4$$

$$Q = \underline{9{,}45}\ [W/m^2]$$

TABLEAU 2.3.V — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C]

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS DE JUIN

LATITUDE 45° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE 8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
NORD-EST	légère	0,3	4	3,8	3,4	3,3	4,3	5,3	6,0	6,4	6,3	5,7	4,8	3,6	2,1
		0,5	10	9	7,2	5,9	6,3	7,3	7,9	8,1	7,8	7	5,8	4,2	2,5
		0,7	16	14,1	11	8,4	8,4	9,2	9,7	9,8	9,3	8,3	6,8	4,9	3
		0,9	22	19,2	14,8	11	10,5	11,1	11,4	11,5	10,8	9,6	7,8	5,7	3,7
	moyenne	0,3	3,6	3,4	3,1	3	3,9	4,8	5,5	5,8	5,7	5,1	4,3	3,2	1,9
		0,5	9	8,1	6,5	5,3	5,7	6,6	7,1	7,3	7	6,3	5,2	3,7	2,2
		0,7	14	12,7	10	7,6	7,6	8,4	8,7	8,8	8,4	7,5	6,1	4,4	2,7
		0,9	20	17,3	13,3	10	9,5	10	10,3	10,4	9,7	8,6	7	5,1	3,3
	lourde	0,3	3,2	3	2,9	2,7	2,5	3,3	4	4,5	4,8	4,8	4,3	3,6	2,7
		0,5	6,8	7,5	6,8	5,5	4,5	4,8	5,5	6	6,1	5,9	5,3	4,4	3,2
		0,7	10	12,1	10,7	8,3	6,4	6,4	7	7,3	7,4	7	6,3	5,2	3,7
		0,9	14,5	16,7	14,5	11,2	8,3	8	8,4	8,5	8,7	8,2	7,3	5,9	4,3
EST	légère	0,3	6,8	7,7	8	7,4	6,1	5,9	6,4	6,7	6,5	5,9	5	3,8	2,3
		0,5	14,7	15,5	14,8	12,7	9,4	8,2	8,5	8,6	8,2	7,3	6,1	4,5	2,5
		0,7	22,5	23,2	21,6	17,9	12,7	10,6	10,6	10,5	9,9	8,7	7,2	5,2	2,7
		0,9	30,2	30,8	28,4	23	16	13	12,7	12,4	11,6	10,1	8,3	5,9	2,9
	moyenne	0,3	6,1	6,9	7,2	6,7	5,5	5,3	5,8	6	5,9	5,3	4,5	3,4	2,1
		0,5	13,2	14	13,3	11,4	8,4	7,4	7,7	7,7	7,4	6,6	5,5	4	2,3
		0,7	20	21	19,4	16,1	11,4	9,6	9,6	9,5	8,9	7,8	6,5	4,7	2,4
		0,9	27,2	27,8	25,6	20,7	14,4	11,7	11,4	11,2	10,4	9,1	7,5	5,3	2,6
	lourde	0,3	4,6	5,2	5,8	6	5,6	4,6	4,5	4,8	5,1	4,9	4,5	3,8	2,8
		0,5	8,3	10	11,7	11,2	9,6	7,1	6,2	6,4	6,5	6,2	5,5	4,6	3,4
		0,7	13,5	15,2	17,5	16,4	13,5	9,6	8	8	8	7,5	6,6	5,4	3,9
		0,9	17,3	20,3	23,4	21,5	17,4	12,1	9,8	9,6	9,4	8,8	7,6	6,3	4,5
SUD-EST	légère	0,3	3,6	5,8	7,8	8,8	9	8	7	6,8	6,6	6	5	3,8	2,6
		0,5	9,2	12,4	14,5	15,1	14,1	11,6	9,6	8,8	8,3	7,4	6,1	4,5	2,9
		0,7	14,9	18,9	21,2	21,3	19,3	15,3	12,1	10,8	10	8,9	7,3	5,3	3,3
		0,9	20,6	25,4	27,9	27,5	24,5	19	14,6	12,8	11,7	10,4	8,5	6,1	3,7
	moyenne	0,3	3,2	5,2	7	7,9	8,1	7,2	6,3	6,1	6	5,4	4,5	3,4	2,4
		0,5	8,3	11,2	13	13,6	12,7	10,5	8,7	7,9	7,5	6,7	5,5	4	2,6
		0,7	13,4	17	19	19,3	17,4	13,7	10,9	9,8	9	8	6,6	4,8	3
		0,9	18,5	24,8	25	24,7	22	17	13,2	11,5	10,5	9,4	7,7	5,5	3,3
	lourde	0,3	1,8	2,6	4,4	5,9	6,7	6,8	6,1	5,3	5,2	5	4,5	3,8	2,9
		0,5	4,6	7	9,4	11	11,4	10,7	8,8	7,3	6,7	6,3	5,6	4,6	3,4
		0,7	8,3	11,3	14,3	16	16,2	14,6	11,6	9,2	8,2	7,6	6,7	5,5	4
		0,9	12	15,6	19,3	21	20,8	18,5	14,3	11	9,7	8,9	7,9	6,4	4,6
SUD	légère	0,3	— 2,9	— 0,3	3,1	6,3	8,8	10,2	10,4	9,6	8	6,4	5,1	3,8	2,8
		0,5	— 1,6	1,9	6,7	10,8	13,9	15,3	15,1	13,5	10,6	8,1	6,3	4,6	3
		0,7	— 0,3	4,3	10,3	15,4	19	20,5	19,8	17,3	13,3	9,8	7,5	5,4	3,5
		0,9	1	6,9	13,9	20,1	24,1	25,8	24,5	21	16	11,5	8,7	6,2	4,2
	moyenne	0,3	— 2,6	— 1,4	2,8	5,7	7,9	9,2	9,4	8,6	7,2	5,8	4,6	3,4	2,5
		0,5	— 1,4	1,7	6	9,7	12,5	13,8	13,6	12,2	9,5	7,3	5,7	4,1	2,7
		0,7	0	3,9	9,3	13,9	17,1	18,5	17,8	15,6	12	8,8	6,8	4,9	3,2
		0,9	0,9	6,2	12,5	18,1	21,7	23,2	22	18,9	14,4	10,7	7,8	5,6	3,8
	lourde	0,3	— 4	— 2,2	— 0,2	2,3	4,8	6,7	7,7	7,9	7,3	6,1	4,8	3,9	2,9
		0,5	— 3,8	— 1,2	1,4	5,2	8,2	10,5	11,6	11,4	10,2	8	6,1	4,8	3,5
		0,7	— 3,6	— 0,2	3,2	7,8	11,7	14,4	15,5	15	13,2	10	7,4	5,7	4,1
		0,9	— 3,2	0,8	5,2	10,5	15,3	18,3	19,5	18,5	15,9	12,1	8,7	6,6	4,7

TABLEAU 2.3.V — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C] (*suite*)

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS DE JUIN

LATITUDE 45° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE 8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
SUD-OUEST	légère	0,3	−3,3	−1,9	0	2,5	6,3	9,8	12,4	13,9	14,1	12,8	10,2	6,5	2,5
		0,5	−2,2	−0,7	1,3	4,6	9,6	14,7	18,5	20,6	20,8	18,8	14,8	9	3
		0,7	−1,1	0,5	2,8	6,6	13	19,6	24,6	27,3	27,5	24,9	19,4	11,6	3,5
		0,9	0	1,3	4,5	8,7	16,5	24,5	30,7	34	34,2	30,8	24	14,1	4
	moyenne	0,3	−3	−1,7	0	2,3	5,7	8,8	11,2	12,5	12,7	11,5	9,2	5,9	2,2
		0,5	−2	−0,6	1,2	4,2	8,7	13,3	16,7	18,5	18,8	16,9	13,3	8,1	2,7
		0,7	−1	0,5	2,5	6	11,7	17,7	21,2	24,6	24,8	22,4	17,5	10,4	3,1
		0,9	0	1,2	4	7,8	14,7	22	27,6	30,6	30	37,7	21,6	12,7	3,6
	lourde	0,3	−5,6	−2,5	−1,4	0	1,9	4,8	7,4	9,4	10,5	10,7	9,7	7,7	4,9
		0,5	−3,7	−1,6	−0,5	9,8	3,5	7,3	11,2	14	15,6	15,8	14,2	11,2	6,8
		0,7	−3,5	−0,8	3,8	2,1	5	9,8	14,8	18,7	20,7	20,7	18,8	14,7	8,9
		0,9	−2	0	9,8	3,4	6,6	12,5	18,5	23,4	25,8	26	23,2	18,2	10,7
OUEST	légère	0,3	−3,2	−1,9	0	1,6	3,7	7	10,8	13,9	15,7	16	14,1	9,2	4
		0,5	−2,1	−0,6	1,3	3,4	5,4	10	15,7	20,5	23,6	24,1	21,3	13,6	5
		0,7	−1,1	0,5	2,7	4,9	7,1	13	20,7	27,2	31,4	32,2	28,5	18	8
		0,9	0	1,2	4,4	6,4	8,8	16	25,6	33,8	39,2	40,3	35,7	22,4	10
	moyenne	0,3	−2,9	−1,7	0	1,6	3,3	6,3	9,7	12,5	14,2	14,4	12,7	8,3	3,6
		0,5	−1,9	−0,5	1,2	3	4,9	9	14,2	18,5	21,2	20,8	19,3	12,2	4,5
		0,7	−1	0,5	2,4	4,4	6,4	11,7	18,7	24,5	28,3	29	25,7	16,2	7,2
		0,9	0	1,1	4	5,8	7,9	14,4	23	30,5	35,3	36,3	32	20	9
	lourde	0,3	−3,4	−2,4	−1,4	0	1,4	2,8	5,3	8,2	10,5	11,9	12,1	10,7	7
		0,5	−2,4	−1,6	−0,4	0,9	2,6	4,1	7,6	11,9	15,5	17,8	18,3	16,2	10,6
		0,7	−1,2	−0,8	0,4	2	3,7	5,4	9,8	15,8	20,5	23,8	24,4	21,6	13,6
		0,9	−0,9	0	0,9	3,3	4,8	6,7	12,1	19,4	24,8	29,7	30,6	27	16,2
NORD-OUEST	légère	0,3	−3,3	−2	0	1,8	3,6	4,9	6,8	9,4	11,8	13	12,5	8,7	3,8
		0,5	−2,2	−0,7	1,2	3,3	5,2	6,6	9,1	13,2	17,0	19,2	18,6	12,6	6
		0,7	−1,2	0,4	2,7	4,9	6,8	8,2	11,4	16,9	22,2	25,4	24,7	16,6	8
		0,9	−0,3	1,4	4,4	6,6	8,4	9,8	13,7	20,7	27,4	31,6	30,8	20,6	10
	moyenne	0,3	−3	−0,6	0	1,6	3,2	4,4	6,1	8,5	10,6	11,7	11,3	7,8	3,4
		0,5	−2	−0,4	1,1	3	4,7	6	8,2	11,9	15,3	17,3	16,8	11,3	5,4
		0,7	−1,1	0,4	2,4	4,4	6,1	7,4	10,3	15,2	20	22,8	22,2	14,9	7,2
		0,9	0	1,3	4	6	7,6	8,8	12,3	18,7	24,6	28,4	27,8	18,5	9
	lourde	0,3	−5,5	−3,5	−1,5	0	1,4	2,7	3,7	5,2	7,1	8,9	9,8	9,5	6,6
		0,5	−2,9	−1,7	−0,5	0,9	2,5	4	5	6,9	10	12,9	14,5	14,1	9,6
		0,7	−2,1	−0,9	0,3	2	3,7	5,2	6,2	8,7	12,8	16,8	19,3	18,7	12,6
		0,9	−1,5	−0,2	1,1	3,3	5	6,4	7,4	10,8	15,7	20,8	23,8	23,3	15,6
NORD ou à l'ombre	légère	0,3	−3,2	−1,8	0	2,2	4,1	5,3	6,1	6,4	6,3	5,6	4,7	3,5	2
		0,5	−2,2	−0,4	1,7	4	6	7,3	8	8,2	7,8	6,9	5,6	4	2,1
		0,7	−1,1	0,8	3,4	5,8	7,9	9,2	9,9	9,9	9,3	8,1	6,5	4,6	2,5
		0,9	0	9,4	5,1	7,6	9,8	11,2	11,8	11,6	10,8	9,3	7,4	5,2	2,9
	moyenne	0,3	−2,9	−1,6	0	2	3,7	4,8	5,5	5,8	5,7	5,1	4,2	3,1	1,8
		0,5	−2	−0,3	1,5	3,6	5,4	6,6	7,2	7,4	7	6,2	5,1	3,6	1,9
		0,7	−1	0,7	3,1	5,2	7,1	8,3	8,9	8,9	8,4	7,3	5,9	4,1	2,3
		0,9	0	8,4	4,6	4,1	8,8	10,1	10,6	10,4	9,7	8,4	6,7	4,7	2,6
	lourde	0,3	−3,4	−2,4	−1,4	0	1,7	3,1	4	4,6	4,9	4,8	4,2	3,6	2,7
		0,5	−3,1	−1,7	−0,3	1,3	3	4,5	5,5	6,1	6,2	5,9	5,2	4,2	3
		0,7	−2,2	−0,8	0,6	2,6	4,4	6	7	7,5	7,5	7,1	6,1	4,9	3,5
		0,9	−1,5	0	7,1	3,9	5,8	7,4	8,5	9	8,9	8,2	7	5,6	3,9

TABLEAU 2.3.VI — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C]

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS DE JUILLET

LATITUDE 45° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE												
			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
NORD-EST	légère	0,3	5,5	5,4	5	5,1	6,1	7,3	8	8,3	8,2	7,6	6,7	5,5	4,3
		0,5	11,2	10,2	8,5	7,4	8,1	9,1	9,7	9,9	9,6	8,8	7,6	6	4,4
		0,7	16,8	15,1	12	9,8	10,1	11	11,5	11,6	11,1	10	8,5	6,5	4,5
		0,9	22,4	20	15,5	12,1	12,1	12,8	13,3	13,3	12,6	11,2	9,4	7	4,6
	moyenne	0,3	4,9	4,9	4,5	4,6	5,5	6,6	7,2	7,5	7,4	6,8	6	5	3,9
		0,5	10,1	9,2	7,7	6,7	7,3	8,2	8,8	8,9	8,7	7,9	6,8	5,4	4
		0,7	15,1	13,6	10,8	8,8	9,1	9,9	10,4	10,4	10	9	7,7	5,9	4,1
		0,9	19,3	18	14	10,9	10,9	11,5	12	12	11,3	10,4	8,5	6,3	4,1
	lourde	0,3	4,3	4,2	4,1	3,8	3,9	4,6	5,5	6,1	6,3	6,2	5,8	5,1	4,2
		0,5	9,3	8,5	7,7	6,4	5,6	6,1	6,9	7,3	7,5	7,3	6,7	5,8	4,5
		0,7	14	12,7	11,4	9,1	7,4	7,7	8,3	8,8	8,9	8,4	7,6	6,4	4,9
		0,9	19,1	17	15,1	11,7	9,2	9,2	9,7	10	10	9,5	8,5	7,1	5,3
EST	légère	0,3	8,6	9,6	9,9	9,4	8,1	7,9	8,4	8,6	8,5	7,8	6,9	5,6	4,3
		0,5	16,4	17,4	16,7	14,6	11,3	10,1	10,4	10,5	10,1	9,2	7,9	6,3	4,7
		0,7	24,1	25,1	23,5	19,8	14,6	12,4	12,5	12,3	11,7	10,6	9	6,9	4,8
		0,9	31,9	32,9	30,3	25	17,9	14,7	14,6	14,2	13,3	12	10,1	7,6	5,1
	moyenne	0,3	7,7	8,6	8,9	8,5	7,3	7,1	7,6	7,7	7,7	7	6,2	5	3,9
		0,5	14,7	15,7	15	13,1	10,2	9,1	9,4	9,5	9,1	8,3	7,1	5,7	4,2
		0,7	21,7	22,6	21,2	17,8	13,1	11,2	11,2	11,1	10,5	9,5	8,1	6,2	4,3
		0,9	28,7	29,6	27,3	22,5	16,1	13,2	13,2	12,8	12	10,8	9,1	6,8	4,6
	lourde	0,3	5,7	6,5	7,3	7,5	7,1	6,1	6	6,4	6,5	6,4	5,9	5,2	4,2
		0,5	11,6	12,4	13,2	12,6	11	8,6	7,6	7,9	7,9	7,6	7	6	4,8
		0,7	17,6	18,3	19	17,8	15	11	9,4	9,5	9,2	8,9	8	6,8	5,2
		0,9	23,2	24,1	25	23,1	18,9	13,5	11,1	11	10,7	10	9,1	7,6	5,8
SUD-EST	légère	0,3	5,8	8,2	10,1	11,2	11,4	10,3	9,2	8,8	8,6	7,9	6,9	5,7	4,5
		0,5	11,5	14,9	17,1	17,7	16,8	14,3	11,8	10,8	10,3	9,4	8	6,4	4,8
		0,7	17,3	21,6	24	24,2	22,3	18,2	14,4	12,8	12	10,8	9,1	7	5
		0,9	23,1	28,3	31	30,7	27,8	22,2	17	14,8	13,7	12,3	10,2	7,7	5,2
	moyenne	0,3	5,2	7,4	9,1	10	10,3	9,3	8,3	7,9	7,7	7,1	6,2	5,1	4
		0,5	10,3	13,4	15,4	15,9	15,1	12,9	10,6	9,7	9,3	8,5	7,2	5,8	4,3
		0,7	15,6	19,5	21,6	21,8	20,1	16,4	12,9	11,5	10,8	9,7	8,2	6,3	4,5
		0,9	21	25,3	27,9	27,6	25	20	15,3	13,3	12,3	11,2	9,2	6,9	4,7
	lourde	0,3	2,6	4,4	6,2	7,7	8,5	8,6	7,7	7	6,7	6,5	6	5,2	4,3
		0,5	6,3	8,8	11,3	12,9	13,4	12,7	10,8	8,9	8,2	7,8	7,1	6,1	4,8
		0,7	10,9	13,1	16,3	18,2	18,5	16,9	13,8	10,8	9,7	9,1	8,2	6,9	5,3
		0,9	13,4	17,5	21,6	24,4	23,2	21	16,8	12,9	11,2	10,4	9,3	7,7	5,8
SUD	légère	0,3	— 0,7	2	5,6	8,8	11,4	12,7	13	12,2	10,5	8,6	7,1	5,8	4,5
		0,5	0,6	4,6	9,5	13,7	16,9	18,3	18,1	16,4	13,4	10,4	8,3	6,5	4,7
		0,7	2,1	7,3	13,4	18,6	22,3	23,8	23,2	20,6	16,4	12,3	9,6	7,3	5
		0,9	3,6	10	17,3	23,5	27,7	29,4	28,3	24,8	19,4	14,2	10,9	8,1	5.2
	moyenne	0,3	— 0,6	1,8	5	7,9	10,3	11,4	11,7	11	9,5	7,7	6,4	5,2	4,1
		0,5	0,5	4,1	8,6	12,3	15,3	16,5	16,3	14,8	12,1	9,4	7,5	5,9	4,2
		0,7	1,9	6,6	12,1	16,8	20,1	21,4	20,9	18,5	14,8	11,2	8,7	6,6	4,5
		0,9	3,2	9	15,6	21,2	25	26,5	25,5	22,4	17,5	12,8	9,8	7,3	5,1
	lourde	0,3	— 2,5	— 0,5	1,5	4,2	6,7	8,7	9,6	9,8	9,2	8	6,5	5,4	4,4
		0,5	— 2,3	0,4	3,5	7,2	10,4	12,8	13,8	13,7	12,4	10,2	7,9	6,3	4,9
		0,7	— 2	1,6	5,6	10,2	14,1	16,9	18	17,6	15,6	12,4	9,3	7,3	5,6
		0,9	0	2,7	7,6	13,1	17,8	21	22,4	21,4	18,8	14,7	10,7	8,3	6,1

TABLEAU 2.3.VI — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C] *(suite)*

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS DE JUILLET

LATITUDE 45° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE												
			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
SUD-OUEST	légère	0,3	—1,3	0	1,9	4,7	8,6	12,2	14,8	16,3	16,4	15	12,2	8,1	4
		0,5	—0,3	1,1	3,3	6,9	12,2	17,4	21,2	23,3	23,4	21,2	16,8	10,4	4,5
		0,7	0,6	2,3	4,7	9	15,8	22,5	27,5	30,3	30,3	27,4	21,4	12,7	5
		0,9	1,6	3,5	6,1	11,2	19,4	27,7	33,9	37,3	37,3	33,6	26	15	6
	moyenne	0,3	—1,2	0	1,7	4,2	7,7	11	13,6	14,6	14,8	13,5	11	7,3	3,6
		0,5	—0,2	1	3	6,2	11	15,7	19,1	21	21	19,1	15,2	9,4	4,1
		0,7	0,5	2,1	4,2	8,1	14,2	20,3	24,8	27,3	27,3	24,6	19,3	11,4	4,5
		0,9	1,4	3,2	5,5	10,2	17,5	25	30,5	33,6	33,6	30,2	23,4	13,5	5,4
	lourde	0,3	—2	—1	0	1,4	3,6	6,5	9,2	11,2	12,3	12,4	11,3	9,3	6,1
		0,5	—1,2	—0,2	0,8	2,5	5,2	9,3	13,2	16,1	17,7	17,7	16,1	12,7	7,9
		0,7	—0,7	0,5	1,7	3,6	6,8	12	17	20,8	23	23	20,7	16,2	9,6
		0,9	—0,2	1,2	2,6	4,6	8,5	14,7	21	25,7	28,6	28,6	25,4	19,7	11,3
OUEST	légère	0,3	—1,3	0	1,8	3,8	5,7	8,9	12,8	15,9	17,7	17,8	15,6	10	5
		0,5	—0,3	1,2	3,2	5,3	7,3	11,9	17,8	22,6	25,5	25,9	22,5	13,6	5,5
		0,7	0,7	2,4	4,6	6,8	9	14,9	22,7	29,2	33,3	33,9	29,4	17,2	7
		0,9	1,7	3,6	6	8,3	10,7	17,9	27,8	35,8	41,1	41,9	36,3	20,8	8
	moyenne	0,3	—1,2	0	1,6	3,4	5,1	7,9	11,5	14,3	15,9	16	14,1	9	4,5
		0,5	—0,2	1,1	2,9	4,8	6,6	10,7	16	20,4	23	23,3	20,3	12,2	5
		0,7	0,6	2,2	4,1	6,1	8,1	13,4	20,5	26,2	30	30,5	26,5	15,5	6,3
		0,9	1,5	3,2	5,4	7,5	9,6	16,1	25	32,2	37	27,8	32,5	18,7	7,2
	lourde	0,3	—2	—1	0	1,4	2,9	4,3	6,7	9,7	12	13,4	13,5	11,8	7,6
		0,5	—1,3	—0,2	0,9	2,4	4	5,5	9	13,5	17,1	19,3	19,6	17,1	10,3
		0,7	—0,8	0,5	1,8	3,5	5,2	6,8	11,3	17,2	22,3	25,2	25,7	22,3	13
		0,9	0	1,3	2,7	4,5	6,3	8,1	13,6	21,1	27,1	31,2	31,7	27,5	15,8
NORD-OUEST	légère	0,3	—1,4	0	1,8	3,7	5,5	6,9	8,5	11,1	13,4	14,6	13,8	9,3	4
		0,5	—0,4	1,1	3,1	5,2	7,1	8,5	10,7	14,6	18,4	20,5	19,4	12,4	5,4
		0,7	0,5	2,3	4,5	6,7	8,7	10,1	12,9	18,1	23,3	26,3	25	15,4	5,8
		0,9	1,5	3,5	6	8,2	10,3	11,7	15,1	21,6	26,2	32,1	30,6	18,4	6,2
	moyenne	0,3	—1,3	0	1,6	3,3	5	6,2	7,7	10	12,1	13,1	12,4	8,4	3,6
		0,5	—0,3	1	2,8	4,7	6,4	7,7	9,6	13,1	16,5	18,4	17,5	11,2	4,9
		0,7	0,5	2,1	4,1	6	7,8	9,1	11,6	16,3	21	22,8	22,5	13,9	5,2
		0,9	1,3	3,2	5,4	7,4	9,3	10,5	13,6	19,4	23,6	28,9	27,6	16,6	5,6
	lourde	0,3	—2,2	—1,1	0	1,4	2,8	4,2	5,2	6,4	8,4	10,2	11	10,5	7,1
		0,5	—1,4	—0,3	0,8	2,4	3,9	5,4	6,4	8,1	11,1	13,9	15,5	14,7	9,4
		0,7	—0,9	0,4	1,7	3,4	5,1	6,6	7,7	9,8	13,7	17,7	19,3	18,9	11,7
		0,9	0	1,1	2,6	4,5	6,2	7,8	8,9	11,4	16,4	19,8	24,2	23,2	13,7
NORD ou à l'ombre	légère	0,3	—1,3	0,1	2,1	4,2	6,1	7,4	8,1	8,4	8,2	7,6	6,6	5,4	4,2
		0,5	—0,2	1,4	3,7	6	8	9,3	10	10,1	9,7	8,8	7,5	5,8	4,3
		0,7	0,7	2,9	5,3	7,8	9,9	11,3	11,9	11,9	11,2	10	8,3	6,3	4,5
		0,9	1,7	4,2	6,9	9,6	11,8	13,2	13,8	13,7	12,7	11,2	9,2	6,9	4,7
	moyenne	0,3	—1,2	0,1	1,9	3,8	5,5	6,7	7,3	7,6	7,4	6,8	5,9	4,9	3,8
		0,5	—0,2	1,3	2,4	5,4	7,2	8,4	9	9,1	8,7	7,9	6,8	5,2	3,9
		0,7	0,6	2,5	4,8	7	8,9	10,2	10,7	10,7	10,1	9	7,5	5,7	4,1
		0,9	1,5	3,7	6,2	8,6	10,6	11,9	12,4	12,3	11,4	10,1	8,3	6,2	4,2
	lourde	0,3	—2	—1	0	1,6	3,2	4,6	5,6	6,1	6,4	6,2	5,8	5	4,1
		0,5	—1,3	—0,1	1,1	2,8	4,5	6,1	7,1	7,6	7,7	7,4	6,7	5,7	4,4
		0,7	—1,2	0,5	2,1	4	5,9	7,5	8,6	9	9	8,5	7,6	6,4	4,8
		0,9	—0,6	1,3	3,2	5,2	7,3	8,9	10	10,5	10,4	9,6	8,5	7	5,2

TABLEAU 2.3.VII — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C]

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS D'AOUT

LATITUDE 45° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE												
			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
NORD-EST	légère	0,3	4,1	4,1	3,6	4,2	5,7	6,9	7,6	8	7,9	7,3	6,3	5,2	4,1
		0,5	8,8	8,1	6,2	6,1	7,4	8,5	9,2	9,4	9,1	8,3	6,9	5,5	4,1
		0,7	13,5	12,1	8,8	7,9	9,1	10,2	10,7	10,8	10,3	9,2	7,6	5,9	4,2
		0,9	18,2	16,1	11,4	9,7	10,8	11,9	12,2	12,2	11,5	10,1	8,3	6,3	4,3
	moyenne	0,3	3,7	3,7	3,2	3,8	5,1	6,2	6,8	7,2	7,1	6,6	5,7	4,7	3,7
		0,5	7,9	7,3	5,6	5,5	6,7	7,7	8,3	8,5	8,2	7,5	6,2	5	3,7
		0,7	12,2	10,9	7,9	7,1	8,2	9,2	9,6	9,7	9,3	8,3	6,8	5,3	3,8
		0,9	16,2	14,5	10,3	8,7	9,7	10,7	11	11	10,4	9,1	7,5	5,7	3,9
	lourde	0,3	3	3,1	3,1	2,7	3,2	4,3	5,2	5,8	6,1	6	5,5	4,8	3,9
		0,5	7,3	6,7	6,1	4,7	4,6	5,6	6,4	7	7,1	6,9	6,3	5,2	4,2
		0,7	11,2	10,2	9,2	6,7	6	6,9	7,7	8,1	8,2	7,8	7	5,8	4,5
		0,9	15,4	13,8	12,2	8,7	7,4	8,2	9	9,3	9,2	8,8	7,6	6,3	4,8
EST	légère	0,3	8	9,4	9,8	9,2	7,9	7,6	8,1	8,4	8,2	7,5	6,5	5,4	4,3
		0,5	15,3	17	16,6	14,4	11	9,7	10	10,1	9,6	8,7	7,3	5,8	4,3
		0,7	22,7	24,6	23,3	19,6	14,1	11,8	11,9	11,7	11,1	9,9	8,1	6,3	4,5
		0,9	30,1	32,2	30	24,8	17,2	13,9	13,8	13,3	12,6	11,2	8,9	6,8	4,7
	moyenne	0,3	7,2	8,5	8,8	8,3	7,1	6,8	7,3	7,6	7,4	6,8	5,9	4,9	3,9
		0,5	13,8	15,3	15	13	9,9	8,7	9	9,1	8,6	7,8	6,6	5,2	3,9
		0,7	20,4	24,2	21	17,7	12,7	10,6	10,7	10,5	10	8,9	7,3	5,7	4,1
		0,9	27,1	29	27	22,3	15,5	12,5	12,9	12	11,3	10,1	7,9	6,1	4,2
	lourde	0,3	5,1	6,1	7,1	7,4	7	6	5,8	6,1	6,4	6,2	5,7	4,9	4,1
		0,5	10,3	11,6	12,9	12,6	10,9	8,3	7,4	7,6	7,7	7,3	6,6	5,5	4,4
		0,7	16,7	17,2	18,7	17,7	14,9	10,7	8,9	9	8,9	8,4	7,5	6,1	4,8
		0,9	21,2	22,8	24,4	22,8	18,8	13	10,5	10,4	10,1	9,5	8,5	6,7	5,2
SUD-EST	légère	0,3	6,2	9	11,3	12,5	12,6	11,4	9,6	8,8	8,5	7,8	6,7	5,5	4,3
		0,5	12,3	16,4	19	19,8	18,8	16,1	12,5	10,8	10,1	9,1	7,6	6,1	4,6
		0,7	18,4	23,7	26,7	27,1	25	20,7	15,4	12,7	11,7	10,4	8,5	6,7	4,9
		0,9	24,5	31	34,4	34,4	31,2	25,3	18,3	14,6	13,3	11,7	9,4	7,3	5,2
	moyenne	0,3	5,6	8,1	10,2	11,3	11,3	10,3	8,6	7,9	7,7	7	6	5	3,9
		0,5	11,1	14,8	17,1	17,8	16,9	14,5	11,3	9,7	9,1	8,2	6,8	5,5	4,1
		0,7	16,6	21,3	24	24,2	22,5	18,7	13,9	11,4	10,5	9,4	7,7	6	4,4
		0,9	27,2	28	31	31	28,1	22,8	16,5	13,2	12	10,5	8,5	6,6	4,7
	lourde	0,3	2,6	4,7	6,8	8,6	9,5	9,5	8,6	7,3	6,7	6,4	5,9	5,1	4,2
		0,5	6,2	9,3	12,4	14,4	15	14,2	12,2	9,5	8,2	7,7	6,9	5,8	4,6
		0,7	9,8	13,9	18	20,2	20,5	19	15,7	11,7	9,6	8,9	7,9	6,4	5,1
		0,9	13,7	18,6	23,5	26	26	23,6	19,2	13,9	11,1	10,1	8,9	7,1	5,5
SUD	légère	0,3	— 0,1	3,2	7	10,5	13,1	14,5	14,7	13,7	11,8	9,2	7,2	5,8	4,4
		0,5	1,7	6,6	11,9	16,5	19,7	21,2	20,9	19	15,7	11,6	8,4	6,5	4,6
		0,7	3,5	10	16,8	22,4	26,4	27,9	27,2	24,3	19,6	13,9	9,7	7,3	4,9
		0,9	5,3	13,4	21,7	28,5	33,1	34,6	33,5	29,6	23,5	16,2	11	8,1	5,2
	moyenne	0,3	0	2,9	6,3	9,4	11,8	13,1	13,2	12,3	10,6	8,3	6,5	5,2	4
		0,5	1,5	5,9	10,7	14,9	17,8	19,1	18,8	17,1	14,1	10,4	7,6	5,9	4,1
		0,7	3,1	9	15,1	20,2	23,8	25,1	24,5	21,9	17,6	12,5	8,7	6,6	4,4
		0,9	4,8	12,1	19,5	25,5	29,8	31,2	30,4	26,6	21,2	14,6	9,9	7,3	4,7
	lourde	0,3	— 2,4	0	2,4	5,3	8	9,9	11	11,1	10,4	8,9	7	5,5	4,4
		0,5	— 2	1,3	5	9	12,5	14,9	16	15,9	14,4	11,9	8,8	6,4	4,9
		0,7	— 1,6	2,7	7,6	12,7	17	20	21,1	20,6	18,4	14,9	10,5	7,4	5,5
		0,9	0	4	10,2	16,4	21,6	25,2	26,2	25,4	22,4	17,9	12,3	8,3	6,1

TABLEAU 2.3.VII — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C] (suite)

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS D'AOUT

LATITUDE 45° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE												
			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
SUD-OUEST	légère	0,3	— 1,6	— 0,2	1,7	5,2	9,6	13,3	16	17,5	17,4	15,6	11,6	7,4	3,2
		0,5	— 0,7	0,7	3	7,6	13,9	19,3	23,2	25,3	25,1	22,1	15,8	9,2	4,5
		0,7	0	1,8	4,3	10,1	18,1	25,2	30,4	33,1	32,7	28,6	20	11	5,8
		0,9	0,8	2,9	5,6	12,6	22,3	31,3	37,6	40,9	40,3	35,1	24,2	12,8	7,1
	moyenne	0,3	— 1,4	— 0,2	1,5	5,1	8,6	12	14,4	15,7	15,7	14	10,4	6,7	2,9
		0,5	— 0,6	0,6	2,7	6,8	12,5	17,3	20,9	22,8	22,6	20	14,2	8,3	4
		0,7	0	1,6	3,9	9,1	16,3	22,7	27,4	29,8	29,4	25,8	18	9,9	5,2
		0,9	0,7	2,6	5	11,7	20	28,2	33,8	36,8	36,4	31,6	21,8	11,5	6,4
	lourde	0,3	— 2,4	— 1,2	— 0,2	1,3	3,9	7,3	10,1	12,1	13,2	13,2	11,8	8,9	5,6
		0,5	— 1,5	— 0,5	0,5	2,3	5,8	10,5	14,6	17,6	19,2	19,1	16,8	11,9	7
		0,7	— 1,4	0	1,4	3,2	7,7	13,7	19,1	23	25,2	24,8	21,6	15,1	8,3
		0,9	— 1	0,6	2,2	4,2	9,5	16,9	23,7	28,5	31	30,6	26,6	18,3	9,7
OUEST	légère	0,3	— 1,6	— 0,2	1,6	3,5	5,4	8,8	12,7	15,9	17,6	17,2	13,5	8	4,5
		0,5	— 0,7	0,7	2,8	4,9	6,9	11,7	17,7	22,6	25,4	24,9	18,9	10,3	5
		0,7	0	1,8	4,1	6,3	8,4	14,6	22,7	29,3	33,1	32,5	24,4	12,5	5,5
		0,9	0,8	2,9	5,4	7,7	9,9	17,5	27,7	36	40,8	40,1	30	14,7	6
	moyenne	0,3	— 1,4	— 0,2	1,4	3,1	4,9	7,9	11,4	14,3	15,8	15,5	12,2	7,2	4,1
		0,5	— 0,6	0,6	2,5	4,4	6,2	10,5	15,9	20,4	22,9	22,4	17	9,3	4,5
		0,7	0	1,6	3,7	5,7	7,6	13,2	20,5	26,4	29,9	29,4	22	11,3	5
		0,9	0,7	2,6	4,9	6,9	8,9	15,8	24,9	32,4	36,6	36,2	27	13,2	5,4
	lourde	0,3	— 2,4	— 1,2	— 0,2	1,2	2,7	4,1	6,7	9,6	11,3	13,3	13	10,4	6,1
		0,5	— 1,5	— 0,5	0,5	2,1	3,7	5,2	8,9	13,4	17,1	19,3	18,9	14,6	7,8
		0,7	— 1,4	0	1,4	3,1	4,8	6,4	11,1	17,2	22,2	23,3	24,6	18,5	9,5
		0,9	— 1	0,6	2,2	4,1	5,8	7,5	13,2	21	37,2	30,8	30,4	22,7	11,1
NORD-OUEST	légère	0,3	— 1,6	— 0,3	1,5	3,5	5,3	6,6	7,7	9,9	12,2	13,1	11,2	7,1	3
		0,5	— 0,8	0,6	2,7	4,8	6,7	8	9,3	12,6	16,4	18,1	15,1	8,7	4,3
		0,7	0	1,7	3,9	6,2	8,1	9,5	10,9	15,3	20,5	23	19,1	10,4	5,5
		0,9	0,8	2,8	5,1	7,6	9,5	11	12,5	18	24,6	28	23,1	12,1	6,8
	moyenne	0,3	— 1,4	— 0,3	1,3	3,2	4,8	5,9	6,9	8,9	11	11,8	10,1	6,4	2,7
		0,5	— 0,7	0,5	2,4	4,3	6	7,2	8,4	11,3	14,8	16,3	13,6	7,8	3,9
		0,7	0	1,5	3,5	5,6	7,3	8,6	9,8	13,8	18,5	20,7	17,2	9,4	5
		0,9	0,7	2,5	4,6	6,8	8,6	9,9	11,3	16,2	22,2	25,2	20,8	10,9	6,1
	lourde	0,3	— 2,2	— 1,2	— 0,2	1,1	2,7	4	5	5,8	7,5	9,2	9,9	8,5	5,4
		0,5	— 1,7	— 0,6	0,5	2	3,6	5,1	6,1	7	9,5	12,4	13,7	11,4	6,6
		0,7	— 1,3	0	1,3	3	4,7	6,1	7,2	8,3	11,6	15,5	17,4	14,5	7,9
		0,9	— 0,9	0,6	2,1	3,9	5,8	7,2	8,3	9,5	13,6	18,6	21,2	17,5	9,2
NORD ou à l'ombre	légère	0,3	— 1,5	0	2	4,1	6	7,2	8	8,3	8,1	7,4	6,3	5,1	4
		0,5	— 0,6	1,1	3,5	5,8	7,8	9,1	9,8	9,9	9,4	8,4	6,9	5,5	4,1
		0,7	0,2	2,4	5	7,5	9,7	11	11,6	11,5	10,8	9,5	7,6	5,8	4,2
		0,9	1,1	3,7	6,5	9,2	11,6	12,9	13,4	13,1	12,2	10,6	8,3	6,2	4,3
	moyenne	0,3	— 1,3	0	1,8	3,7	5,4	6,5	7,2	7,5	7,3	6,7	5,7	4,6	3,6
		0,5	— 0,5	1	3,2	5,2	7	8,2	8,8	8,9	8,5	7,6	6,2	5	3,7
		0,7	0,2	2,2	4,5	6,8	8,7	9,9	10,4	10,4	9,7	8,6	6,8	5,2	3,8
		0,9	1	3,3	5,9	8,3	10,4	11,6	12,1	11,8	11	9,5	7,5	5,6	3,9
	lourde	0,3		— 1,1	0	1,5	3,1	4,5	5,5	6,1	6,3	6,1	5,6	4,8	3,9
		0,5		— 0,4	0,8	2,6	4,4	5,9	6,9	7,4	7,5	7,1	6,4	5,2	4,2
		0,7		0,2	1,8	3,8	5,7	7,3	8,3	8,8	8,8	8,2	7,2	5,8	4,4
		0,9		0,8	2,8	4,9	7	8,9	9,8	10,2	9,9	9,2	8	6,3	4,7

TABLEAU 2.3.VIII — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C]

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS DE SEPTEMBRE

LATITUDE 45° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE												
			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
NORD-EST	légère	0,3	— 1,1	— 0,8	— 0,6	0,5	2,2	3,4	4,1	4,5	4,4	3,7	2,8	1,9	1
		0,5	1,9	1,9	1	1,8	3,5	4,7	5,4	5,6	5,3	4,4	3,1	2,1	1,1
		0,7	5	4,6	2,7	3,1	4,8	6	6,6	6,7	6,2	5	3,4	2,3	1,2
		0,9	7,9	7,3	4,3	4,4	6,1	7,3	7,9	7,8	7,1	5,7	3,7	2,5	1,3
	moyenne	0,3	— 0,9	— 0,7	— 0,5	0,4	2	3,1	3,7	4	3,9	3,3	2,5	1,7	0,9
		0,5	1,7	1,7	0.9	1,6	3,1	4,2	4,9	5	4,8	3,9	2,8	1,8	1
		0,7	4,5	4,1	2,4	2,8	4,3	5,4	5,9	6	5,6	4,5	3,1	2,1	1,1
		0,9	7,1	6,6	3,9	4	5,5	6,6	7,1	7	6,4	5,1	3,3	2,2	1,2
	lourde	0,3	— 1	— 0,8	— 0,6	— 0,4	0,4	1,7	2,6	3,1	3,4	3,3	2,8	2,1	1,4
		0,5	1,4	1,4	1,4	0,8	1,4	2,6	3,6	4,1	4,2	4	3,3	2,3	1,6
		0,7	4,1	3,8	3,5	2	2,4	3,6	4,5	5	5,1	4,7	3,8	2,6	1,7
		0,9	6,4	6	5,6	3,3	3,3	4,6	5,5	6	5,9	5,4	4,3	2,8	1,9
EST	légère	0,3	3,2	5,6	6,3	5,8	4,4	4,1	4,7	4,9	4,7	4	3	2,1	1,2
		0,5	9,3	12,6	12,8	10,7	7,2	5,9	6,3	6,3	5,9	4,9	3,5	2,4	1,3
		0,7	15,4	19,7	19,2	15,6	10	7,7	7,8	7,7	7	5,7	4	2,8	1,6
		0,9	21,5	26,7	25,7	20,5	12,8	9,5	9,4	9,1	8,2	6,5	4,5	3,1	1,8
	moyenne	0,3	2,9	5	5,7	5,2	4	3,7	4,2	4,4	4,2	3,6	2,7	1,9	1,1
		0,5	8,4	11,3	11,5	9,6	6,5	5,3	5,7	5,7	5,3	4,4	3,1	2,2	1,2
		0,7	13,8	17,7	17,3	14	9	7	7	6,9	6,3	5,1	3,6	2,5	1,4
		0,9	19,4	24	23,2	18,4	11,5	8,5	8,5	8,2	7,4	5,8	4	2,8	1,6
	lourde	0,3	1,6	2,9	4,2	4,8	4,4	3,3	3,1	3,6	3,7	3,6	3	2,3	1,6
		0,5	4,5	7	9,5	9,7	8,1	5,5	4,5	4,8	4,8	4,5	3,7	2,7	1,8
		0,7	8,5	11,7	14,9	14,5	11,8	7,6	5,8	5,9	5,8	5,3	4,3	3	2,1
		0,9	12,4	16,3	20,2	19,5	15,5	9,7	7,2	7,1	6,9	6,2	4,9	3,4	2,3
SUD-EST	légère	0,3	2,7	6,6	9,3	10,7	10,9	9,7	7,6	6	5,3	4,5	3,4	2,4	1,4
		0,5	8,5	14,3	17,7	18,8	18	15,2	11,1	8,1	6,8	5,6	4,1	2,9	1,7
		0,7	14,3	22	26,1	27	25,1	20,7	14,6	10,2	8,3	6,7	4,8	3,4	2
		0,9	20,1	29,7	34,5	29,1	32,2	26,2	18,1	12,3	9,8	7,8	5,5	3,9	2,3
	moyenne	0,3	2,4	5,9	8,2	9,6	9,8	8,7	6,8	5,4	4,8	4	3,1	2,2	1,3
		0,5	7,6	12,8	15,9	16,9	16,2	13,6	10	7,3	6,1	5	3,7	2,6	1,5
		0,7	12,9	20	23,5	24,3	22,6	18,6	13,1	9,2	7,5	6	4,3	3,1	1,8
		0,9	18,1	26,7	31	26,2	29	23,6	16,3	11	8,9	7	4,9	3,5	2,1
	lourde	0,3	— 1	2	5	7	8,1	8,3	7,4	5,8	4,5	4	3,4	2,6	1,8
		0,5	2	6,4	10,8	13,4	14,3	13,6	11,5	8,4	6,1	5,2	4,2	3,1	2,2
		0,7	5	10,8	16,6	19,3	20,5	19	15,7	11,1	7,7	6,3	5,1	3,6	2,6
		0,9	7,9	15,2	22,5	26,2	22	24,4	19,9	13,7	9,3	7,4	5,9	4,2	3
SUD	légère	0,3	— 2,2	1,5	5,7	9,4	12,2	13,6	13,7	12,6	10,4	7,2	4,4	2,9	1,4
		0,5	0,1	5,9	11,7	16,7	20,2	21,7	21,3	19,1	15,2	10,2	5,8	3,7	1,6
		0,7	2,5	10,2	17,7	24	28,2	29,8	28,9	25,6	20,1	13,2	7,3	4,5	1,7
		0,9	4,8	14,6	23,7	31,3	36,2	37,9	36,5	32,1	24,9	16,2	8,7	5,3	1,9
	moyenne	0,3	— 2	1,3	5,1	8,4	11	12,2	12,3	11,3	9,4	6,5	4	2,6	1,3
		0,5	0	4,4	10,5	15	18,2	19,5	19,1	17,2	13,7	9,2	5,3	3,3	1,4
		0,7	2,2	9,2	15,9	21,6	25,4	26,8	26	23	18,1	11,9	6,6	4	1,5
		0,9	4,3	13,1	21,3	28,2	32,6	34,1	32,8	28,9	22,4	14,6	7,8	4,8	1,7
	lourde	0,3	— 4,5	— 1,7	1,1	4,3	7,1	9,2	10,3	10,4	9,5	7,9	5,5	3,3	2,2
		0,5	— 4	0	4,5	8,9	12,6	15,3	16,4	16,1	14,5	11,5	7,7	4,4	2,8
		0,7	— 1,9	1,9	7,7	13,4	18,2	21,4	22,6	21,9	19,4	15,2	10	5,5	3,4
		0,9	0	2,6	11	17,9	23,6	26,7	28,7	27,6	24,3	18,9	12,2	6,6	4

TABLEAU 2.3.VIII — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C] *(suite)*

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS DE SEPTEMBRE

LATITUDE 45° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE 8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
SUD-OUEST	légère	0,3	−5	−3,6	−1	3,1	7,8	11,7	14,4	15,7	15,2	12	6,4	3,2	2
		0,5	−4,4	−2,7	0,3	6,1	12,8	18,5	22,5	24,3	23,3	18,2	9,1	4,2	2,4
		0,7	−3,8	−1,9	1,8	9,2	17,9	25,3	30,5	32,9	31,4	24,4	11,8	5,2	2,6
		0,9	−3,2	−1	3,5	12,1	22,9	32,1	38,6	41,5	39,5	30,6	14,5	6,2	2,9
	moyenne	0,3	−4,5	−3,2	−0,9	2,8	7	10,5	13	14,1	13,7	10,8	5,8	2,9	1,8
		0,5	−4	−2,4	0,3	5,5	11,5	16,6	20,3	21,9	21	16,3	8,2	3,8	2,2
		0,7	−3,4	−1,7	1,6	8,3	16,1	22,8	27,4	29,6	28,2	22	10,6	4,7	2,3
		0,9	−2,9	−0,9	3,2	10,9	20,6	29	34,7	37,3	35,6	27,5	13	5,6	2,6
	lourde	0,3	−4,9	−3,8	−2,7	−0,8	2,3	5,9	9	10,9	11,9	11,5	9,1	4,8	2,4
		0,5	−4,6	−3,3	−2	0,2	4,6	9,7	14	17	18,4	17,6	13,8	6,9	3,2
		0,7	−4,4	−2,9	−1,4	1,4	7	13,5	19,1	23,1	24,9	23,8	18,4	8,9	3,9
		0,9	−4	−2,4	−0,8	2,6	9,2	17,3	24,3	29,2	31,4	30	23,2	11	4,7
OUEST	légère	0,3	−5	−3,6	−1,7	0,2	2	5,4	9,5	12,6	13,9	12,2	6,4	2,9	2
		0,5	−4,4	−2,8	−0,7	1,3	3,3	8,1	14,2	19	21,2	18,5	9,1	3,7	2,3
		0,7	−3,9	−2	0,2	2,4	4,5	10,8	19	25,5	28,4	24,8	11,8	4,5	2,5
		0,9	−3,3	−1,2	1,2	3,6	5,8	13,5	23,7	31,9	35,7	31,1	14,5	5,3	2,8
	moyenne	0,3	−4,5	−3,2	−1,5	0,2	1,8	4,9	8,5	11,3	12,5	11	5,8	2,6	1,8
		0,5	−4	−2,5	−0,6	1,2	3	7,3	12,8	17,1	19	16,6	8,2	3,3	2,1
		0,7	−3,5	−1,8	0,2	2,2	4	9,7	17,1	23	25,5	22,3	10,6	4	2,2
		0,9	−3	−1,1	1,1	3,2	5,2	12,1	21,3	28,7	32,1	9,9	13	4,8	2,5
	lourde	0,3	−4,9	−3,8	−2,7	−1,3	0,2	1,5	4,1	7,2	9,5	10,5	9,2	4,8	2,2
		0,5	−4,5	−3,3	−2,1	−0,5	1	2,5	6,1	10,7	14,4	16	14	6,9	2,8
		0,7	−4,5	−3	−1,5	0,2	1,8	3,4	8,2	14,4	19,3	21,5	18,8	8,9	3,4
		0,9	−4,1	−2,5	−0,9	0,9	2,8	4,4	10,4	17,9	24,1	27	23,5	11	4
NORD-OUEST	légère	0,3	−5,1	−3,7	−1,8	0,1	1,9	3,2	4	5,6	7,5	7,7	4,5	2,2	2
		0,5	−4,6	−2,9	−0,8	1,2	3,1	4,4	5,2	7,4	10,4	11	6	2,6	2,2
		0,7	−4	−2,2	0	2,3	4,3	5,6	6,4	9,2	13,4	14,3	7,5	3	2,3
		0,9	−3,5	−1,4	1	3,4	5,5	6,8	7,6	11	16,3	17,6	9	3,5	2,5
	moyenne	0,3	−4,6	−3,3	−1,6	0	1,7	2,9	3,6	5	8,3	6,9	4	2	1,8
		0,5	−4,1	−2,6	−0,7	1,1	2,8	4	4,7	6,7	9,4	9,9	5,4	2,3	2
		0,7	−3,6	−2	0	2,1	3,9	5	5,8	8,3	12	12,8	6,7	2,7	2,1
		0,9	−3,1	−1,3	0,9	3,1	4,9	6,1	6,8	9,9	14,6	15,8	8,1	3,1	2,2
	lourde	0,3	−5	−3,9	−2,8	−1,4	0	1,4	2,4	3	4,2	5,7	5,8	3,4	1,7
		0,5	−4	−3,5	−3	−0,6	0,9	2,3	3,3	3,9	5,6	7,9	8,3	4,5	2
		0,7	−1,7	−3	−1,7	0	1,7	3,3	4,2	4,8	7	10,1	10,8	5,7	2,3
		0,9	−1,1	−2,6	−1,1	0,8	2,6	4,2	5,2	5,8	8,3	12,3	13,3	6,8	2,7
NORD ou à l'ombre	légère	0,3	−4,9	−3,3	−1,2	0,8	2,6	3,9	4,7	4,9	4,7	3,9	2,8	1,9	1,5
		0,5	−4,2	−2,3	0	2,3	4,3	5,6	6,2	6,3	5,8	4,7	3,2	2,1	1,7
		0,7	−3,6	−1,3	1,2	3,8	5,9	7,2	7,8	7,7	6,9	5,5	3,6	2,3	2
		0,9	−3	−0,3	2,4	5,3	7,6	8,9	9,3	9,1	8	6,3	4	2,5	2,2
	moyenne	0,3	−4,4	−3	−1,1	0,7	2,3	3,5	4,2	4,4	4,2	3,5	2,5	1,7	1,3
		0,5	−3,8	−2,1	0	2,1	3,9	5	5,6	5,7	5,2	4,2	2,9	1,9	1,5
		0,7	−3,2	−1,2	1,1	3,4	5,3	6,5	7	6,9	6,2	4,9	3,2	2,1	1,8
		0,9	−2,7	−0,3	2,2	4,8	6,8	8	8,4	8,2	7,2	5,7	3,6	2,2	2
	lourde	0,3	−4,9	−3,7	−2,5	−0,9	0,6	2	2,9	3,6	3,7	3,6	3	2,1	1,4
		0,5	−4,7	−3,2	−1,7	0	1,7	3,2	4,2	4,7	4,8	4,4	3,6	2,4	1,6
		0,7	−4,4	−2,7	−1	0,9	2,9	4,5	5,5	5,9	5,8	5,2	4,2	2,7	1,7
		0,9	−4,2	−2,3	−0,2	1,8	4	5,8	6,7	7	6,9	6,1	4,8	3	1,9

TABLEAU 2.3.IX — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C]

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS DE JUIN

LATITUDE 49° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE												
			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
NORD-EST	légère	0,3	3,2	2,9	2,3	2,3	3,3	4,4	5,1	5,4	5,3	4,8	4	3	2,8
		0,5	9	7,8	5,8	4,7	5,3	6,3	6,9	7,1	6,8	6,1	5,1	3,7	3,3
		0,7	14,8	12,7	9,2	7	7,3	8,2	8,7	8,7	8,3	7,3	6,1	4,3	3,8
		0,9	20,6	17,6	12,6	9,3	9,3	10,1	10,5	10,3	9,8	8,6	7,1	4,9	4,3
	moyenne	0,3	2,9	2,6	2,1	2,1	3	4	4,6	4,9	4,8	4,3	3,6	2,7	2,5
		0,5	8,1	7	5,2	4,2	4,8	5,7	6,2	6,4	6,1	5,5	4,6	3,3	3
		0,7	13,3	11,4	8,3	6,3	6,6	7,4	7,8	7,8	7,5	6,6	5,5	3,9	3,4
		0,9	18,6	15,8	11,3	8,4	8,4	9,1	9,5	9,3	8,8	7,8	6,4	4,4	4
	lourde	0,3	2,6	2,4	2,2	1,7	1,7	2,5	3,4	3,9	4,1	4	3,6	3	2,3
		0,5	6,7	6,8	5,9	4,4	3,6	4	4,8	5,2	5,4	5,2	4,6	3,9	2,8
		0,7	12,8	11,2	9,6	7	5,3	5,5	6,2	6,6	6,6	6,3	5,5	4,6	3,3
		0,9	17,9	15,6	13,3	9,5	7	7	7,7	8	7,8	7,4	6,5	5,4	3,7
EST	légère	0,3	6,3	7,3	7,4	6,6	5,2	5	5,6	5,8	5,6	5	4,2	3,1	1,7
		0,5	14,2	15	14,2	11,9	8,5	7,3	7,6	7,6	7,2	6,4	5,4	3,9	1,9
		0,7	22,1	22,8	21	17,1	11,8	9,6	9,7	9,5	8,9	7,9	6,5	4,7	2,5
		0,9	30	30,5	27,8	22,3	15,1	11,9	11,7	11,3	10,5	9,3	7,6	5,5	3
	moyenne	0,3	5,8	6,6	6,7	5,9	4,7	4,5	5	5,2	5	4,5	3,8	2,8	1,5
		0,5	12,8	13,5	12,8	10,7	7,7	6,6	6,8	6,8	6,5	5,8	4,9	3,5	1,7
		0,7	19	20,6	18,9	15,4	10,6	8,6	8,7	8,6	8	7,1	5,9	4,2	2,3
		0,9	27	27,5	25	20,1	13,6	10,7	10,5	10,2	9,5	8,4	6,9	5	2,7
	lourde	0,3	4,1	4,8	5,5	5,6	5	3,9	3,8	4,2	4,4	4,2	3,8	3,2	2,3
		0,5	10,2	10,8	11,4	10,7	9	6,4	5,5	5,8	5,8	5,5	4,8	4,1	3
		0,7	16,3	16,8	17,3	15,9	13	8,9	7,3	7,4	7,2	6,7	5,9	4,9	3,6
		0,9	22,5	22,8	23,1	21	16,9	11,4	9	8,9	8,6	8	7,1	5,8	4,2
SUD-EST	légère	0,3	3,3	5,8	7,7	8,7	8,7	7,7	6,5	6	5,7	5,1	4,3	3,2	1,8
		0,5	9,2	12,6	14,8	15,3	14,3	11,8	9,2	8	7,5	6,6	5,5	4	2,1
		0,7	15,2	19,4	21,8	21,9	19,8	15,9	11,9	10,1	9,2	8,1	6,7	4,9	2,7
		0,9	21,2	26,2	28,8	28,5	25,3	20	14,6	12,2	10,9	9,6	7,9	5,8	3,2
	moyenne	0,3	3	5,2	6,9	7,8	7,8	6,9	5,9	5,4	5,1	4,6	3,9	2,9	1,6
		0,5	8,3	11,3	13,3	13,8	12,7	10,6	8,3	7,2	6,8	5,9	5	3,6	1,9
		0,7	13,7	17,5	19,6	19,7	17,8	14,3	10,7	9,1	8,3	7,3	6	4,4	2,4
		0,9	19,1	23,4	26	25,7	22,8	18	13,2	11	9,8	8,7	7,1	5,2	2,9
	lourde	0,3	0,6	2,5	4,4	5,8	6,6	6,6	5,8	4,9	4,5	4,3	3,9	3,3	2,4
		0,5	4,5	7	9,5	11,2	11,6	10,8	8,9	7	6,1	5,7	5	4,2	3
		0,7	8,3	11,5	14,7	16,5	16,6	15	12	9	7,7	7	6,1	5,1	3,7
		0,9	12,1	16	19,9	21,8	21,6	19,2	15,1	11,1	9,2	8,3	7,3	6	4,4
SUD	légère	0,3	— 3,2	— 0,2	3,3	6,4	8,8	10,2	10,4	9,5	7,7	5,8	4,5	3,3	2,2
		0,5	— 1,7	2,5	7,3	11,5	14,5	15,9	15,7	13,9	10,8	7,7	5,8	4,2	2,9
		0,7	— 0,2	5,2	11,4	16,5	20,1	21,6	20,9	18,2	13,9	9,7	7,1	5,1	3,1
		0,9	1,3	7,9	15,4	21,5	25,7	27,3	26,1	22,5	17	11,7	8,4	6	3,6
	moyenne	0,3	— 2,9	— 0,1	3	5,8	7,9	9,2	9,4	8,6	6,9	5,2	4,1	3	2
		0,5	— 1,5	2,2	6,6	10,4	13,1	14,3	14,1	12,5	9,7	6,9	5,2	3,8	2,6
		0,7	— 0,1	4,7	10,3	14,9	18,1	19,5	18,8	16,4	12,5	8,7	6,4	4,6	2,8
		0,9	1,2	7,1	13,9	19,4	23,1	24,6	23,5	20,3	15,3	10,5	7,6	5,4	3,2
	lourde	0,3	— 4,6	— 2,4	— 0,2	2,5	4,9	6,7	7,7	7,9	7,2	5,8	4,4	3,4	2,5
		0,5	— 4,5	— 1,3	1,9	5,5	8,8	11	12	11,9	10,5	8,2	5,8	4,4	3,2
		0,7	— 4,3	— 0,2	3,9	8,7	12,5	15,2	16,4	15,8	13,8	10,5	7,3	5,4	3,9
		0,9	— 4	1	6	11,7	16,3	19,5	20,7	19,8	17,1	12,9	8,9	6,4	4,5

TABLEAU 2.3.IX — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C] *(Suite)*

Température intérieure des locaux 25 [°C]	MOIS DE JUIN	LATITUDE 49° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE												
			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
SUD-OUEST	légère	0,3	— 3,8	— 2,4	— 0,5	2,2	5,9	9,5	12,1	13,5	13,6	12,3	9,8	6,3	1,8
		0,5	— 2,8	— 1,1	0,8	4,4	9,7	14,8	18,5	20,5	20,6	18,6	14,7	9,2	2,1
		0,7	— 1,7	0	2,3	6,6	13,4	20,1	25	27,6	27,6	24,9	19,6	12,1	2,4
		0,9	— 0,7	1,1	3,8	8,8	17,1	25,4	31,5	34,6	34,6	31,2	24,5	15	2,7
	moyenne	0,3	— 3,4	— 2,2	— 0,5	2	5,3	8,6	10,9	12,2	12,2	11,1	8,8	5,7	1,6
		0,5	— 2,5	— 1	0,7	4	8,7	13,3	16,7	18,5	18,6	16,8	13,3	8,3	1,9
		0,7	— 1,5	0	2,1	6	12,1	18,1	22,5	24,8	24,8	22,4	17,7	10,8	2,2
		0,9	— 0,6	1	3,4	8	15,4	22,9	28,4	31,2	31,2	28,1	22,1	13,5	2,4
	lourde	0,3	— 4	— 2,9	— 1,8	— 0,4	1,7	4,5	7,2	9,2	10,2	10,3	9,3	7,4	4,8
		0,5	— 3,4	— 2,1	— 0,8	0,6	3,3	7,3	11,2	14	15,5	15,6	14,1	11,1	7
		0,7	— 2,6	— 1,3	0	1,7	5	10,2	15,2	18,9	20,9	20,9	18,9	14,8	9,2
		0,9	— 1,8	— 0,5	0,8	2,9	6,7	13	19,2	23,9	26,2	26,2	23,6	18,6	11,4
OUEST	légère	0,3	— 3,8	— 2,4	— 0,6	1,1	2,8	6	9,8	12,9	14,7	15,1	13,6	9,5	5,4
		0,5	— 2,7	— 1,1	0,7	2,6	4,5	9	14,8	19,5	22,5	23,3	21	14,5	8
		0,7	— 1,6	0,1	2,2	4,1	6,1	12	19,7	26.1	30,3	31,4	28,4	19,5	10,6
		0,9	— 0,5	1,3	3,7	5,6	7,7	15	24,7	32,7	38,1	39,5	35,8	24,5	13,2
	moyenne	0,3	— 3,4	— 2,2	— 0,5	1	2,5	5,4	8,8	11,7	13,2	13,6	12,2	8,6	4,9
		0,5	— 2,6	— 1	0,6	2,3	4,1	8,1	13,3	17,6	20,3	21	18,9	13,1	7,2
		0,7	— 1,5	0,1	2	3,7	5,5	10,8	17,7	22,6	27,3	28,3	25,6	17,6	9,6
		0,9	— 0,5	1,2	3,3	5	6,9	13,5	22,2	29,5	34,3	35,6	32,2	22,1	11,9
	lourde	0,3	— 4	— 2,9	— 1,8	— 0,5	8,3	2,1	4,5	7,4	9,8	11,1	11,4	10,3	7,2
		0,5	— 3,2	— 2	— 0,8	0,5	2	3,4	6,8	11,2	14,8	17,1	17,7	15,9	11
		0,7	— 2,4	— 1,2	0	1,7	3,1	4,6	9,1	14,9	19,8	23	23,8	21,5	14,8
		0,9	— 1,8	— 0,4	1	2,8	4,2	5,8	11,3	18,7	24,8	28,9	30	27,1	18,6
NORD-OUEST	légère	0,3	— 3,9	— 2,4	— 0,6	1	2,7	4	5,6	8	10,4	11,8	11,7	8,8	5,9
		0,5	— 2,8	— 1,2	0,7	2,5	4,2	5,6	7,6	11,4	15,3	17,8	17,9	13,4	8,9
		0,7	— 1,8	0	2,1	4	5,8	7,2	9,7	14,7	20,2	23,8	24	18	12
		0,9	— 0,8	1,2	3,5	5,5	7,4	8,8	11,7	18	25,1	29,8	30,1	22,6	15
	moyenne	0,3	— 3,5	— 2,2	— 0,5	0,9	2,4	3,6	5,1	7,2	9,4	10,6	10,5	7,9	5,3
		0,5	— 2,5	— 1,1	0,6	2,3	3,8	5	6,8	10,3	13,8	16	16,1	12,1	8
		0,7	— 1,6	0	1,9	3,6	5,2	6,5	8,7	13,3	18,2	20,5	21,6	16,2	10,8
		0,9	— 0,7	1,1	3,2	5	6,7	7,9	10,5	16,2	22,6	26,8	27,1	20,4	13,5
	lourde	0,3	— 4,2	— 3	— 1,8	— 0,5	0,8	2	3	4,2	6,1	7,9	8,9	8,9	6,7
		0,5	— 3,3	— 2,1	— 0,9	0,5	1,9	3,2	4,2	5,8	8,7	11,6	13,5	13,6	10,2
		0,7	— 2,8	— 1,4	0	1,6	3	4,4	5,5	7,3	11,1	15,3	18	18,2	13,6
		0,9	— 2,1	— 0,6	0,9	2,7	4,2	5,6	6,7	8,9	13,6	19	22,6	22,8	17,1
NORD ou à l'ombre	légère	0,3	— 3,3	— 2,3	— 0,6	1,1	2,7	4	4,8	5,1	5,1	5,2	5,7	4,9	3,8
		0,5	— 1,9	— 0,9	0,8	2,6	4,3	5,6	6,3	6,6	6,5	6,8	7,8	6,9	6
		0,7	— 0,5	0,3	2,2	4,2	5,9	7,2	7,9	8,1	7,8	8,4	9,9	8,9	7,9
		0,9	0,9	1,5	3,6	5,8	7,5	8,8	9,5	9,6	9,1	10	12	10,9	10
	moyenne	0,3	— 3	— 2,1	— 0,5	1	2,4	3,6	4,3	4,6	4,6	4,7	5,1	4,4	3,4
		0,5	— 1,7	— 0,8	0,7	2,3	3,9	5	5,7	5,9	5,8	6,1	7	6,2	5,4
		0,7	— 0,5	0,3	2	3,8	5,3	6,5	7,1	7,3	7	7,6	8,9	8	7,1
		0,9	0,8	1,4	3,2	5,2	6,8	7,9	8,6	8,6	8,2	9	10,8	9,8	9
	lourde	0,3	— 3,3	— 2,5	— 1,7	— 0,5	0,8	2	3	3,6	3,9	3,9	3,9	4,3	3,7
		0,5	— 2,1	— 1,4	— 0,7	0,6	2	3,3	4,2	4,8	5	4,9	5,2	5,9	5,2
		0,7	— 1	— 0,4	0,2	1,7	3,2	4,5	5,5	6	6,1	5,9	6,4	7,5	6,7
		0,9	0,3	0,7	1,1	2,7	4,4	5,7	6,7	7,2	7,3	6,9	7,6	9,1	8,3

TABLEAU 2.3.X — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C]

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS DE JUILLET

LATITUDE 49° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE 8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
NORD-EST	légère	0,3	4,7	4,5	3,9	4,1	5,2	6,3	7	7,3	7,2	6,7	5,9	4,8	3,4
		0,5	10,2	9,1	7,1	6,2	7,1	8,1	8,8	8,9	8,6	7,9	6,9	5,4	3,9
		0,7	15,7	13,7	10,2	8,4	9	9,9	10,5	10,5	10	9,1	7,8	6	4,4
		0,9	21,2	18,3	13,3	10,6	11	11,7	12,2	12,1	11,4	10,3	8,7	6,6	4,9
	moyenne	0,3	4,2	4,1	3,5	3,7	4,7	5,7	6,3	6,6	6,5	6	5,3	4,3	3,1
		0,5	9,2	8,2	6,4	5,6	6,4	7,3	7,9	8	7,8	7,1	6,2	4,9	3,5
		0,7	14,2	12,3	9,2	7,6	8,1	8,9	9,5	9,5	9	8,2	7	5,4	4
		0,9	19,1	16,5	12	9,6	9,9	10,5	11	10,9	10,3	9,3	7,8	5,9	4,4
	lourde	0,3	3,8	3,6	3,4	3	3,1	3,9	4,8	5,3	5,5	5,4	5,1	4,5	3,6
		0,5	8,5	7,7	6,9	5,4	4,7	5,4	6,1	6,7	6,7	6,5	6	5,2	4,1
		0,7	13,4	11,9	10,4	7,7	6,4	6,8	7,5	8	8	7,6	6,9	5,9	4,5
		0,9	18,3	16,1	13,9	10,1	8	8,3	8,9	9,2	9,2	8,6	7,8	6,6	5
EST	légère	0,3	8,1	9,2	9,3	8,6	7,2	6,9	7,5	7,7	7,5	6,9	6,1	5	3,6
		0,5	15,8	16,9	16,1	13,8	10,4	9,2	9,5	9,5	9,1	8,3	7,2	5,7	3,8
		0,7	23,6	24,6	22,9	19	13,6	11,4	11,5	11,4	10,7	9,7	8,3	6,4	4
		0,9	31,4	32,3	29,7	24,2	16,8	13,6	13,5	13,3	12,3	11,1	9,4	7,1	4,2
	moyenne	0,3	7,3	8,3	8,4	7,7	6,5	6,2	6,8	6,9	6,8	6,2	5,5	4,5	3,2
		0,5	14,4	15,3	14,5	12,4	9,4	8,3	8,6	8,6	8,2	7,5	6,5	5,1	3,4
		0,7	21,3	22,2	20,7	17,1	12,3	10,3	10,4	10,3	9,6	8,7	7,5	5,8	3,6
		0,9	28,4	29,1	26,8	21,8	15,1	12,3	12,2	12	11,1	10	8,5	6,4	3,8
	lourde	0,3	5,2	6,1	7	7,1	6,5	5,5	5,2	5,7	5,8	5,7	5,2	4,6	3,8
		0,5	11,2	12	12,8	12,2	10,4	7,9	7	7,2	7,2	6,9	6,3	5,5	4,3
		0,7	17,2	17,9	18,6	17,9	14,4	10,3	8,6	8,7	8,6	8,1	7,3	6,3	4,8
		0,9	23,1	23,8	24,5	22,5	18,3	12,7	10,3	10,2	10,1	9,3	8,4	7,1	5,4
SUD-EST	légère	0,3	5,5	8,1	10,1	11	11,1	10	8,6	8	7,7	7,1	6,2	5,1	3,8
		0,5	11,5	15,1	17,3	17,9	16,9	14,4	11,4	10	9,4	8,5	7,4	5,8	4,5
		0,7	17,5	22,1	24,6	24,7	22,7	18,7	14,2	12,1	11,2	10	8,5	6,6	5,2
		0,9	23,5	29,1	31,9	31,5	28,5	23	17	14,2	13	11,5	9,6	7,4	5,9
	moyenne	0,3	5	7,3	9,1	9,9	10	9	7,8	7,2	6,9	6,4	5,6	4,6	3,4
		0,5	10,4	13,6	15,6	16,1	15,2	13	10,3	9	8,5	7,7	6,7	5,2	4,1
		0,7	15,8	19,9	22,2	22,2	20,5	16,8	12,8	10,9	10,1	9	7,7	5,9	4,7
		0,9	21,2	26,2	28,8	28,5	25,7	20,8	15,3	12,8	11,7	10,4	8,7	6,7	5,3
	lourde	0,3	2,3	4,2	6,1	7,7	8,3	8,4	7,6	6,5	6,1	5,8	5,4	4,7	3,9
		0,5	6	8,7	11,4	13,1	13,5	12,8	10,9	8,6	7,6	7,1	6,4	5,6	4,4
		0,7	9,6	13,2	16,8	18,6	18,7	17,2	14,2	10,7	9,2	8,5	7,6	6,4	5
		0,9	13,6	17,8	22	24,2	23,9	21,6	17,4	12,9	10,8	9,8	8,7	7,3	5,6
SUD	légère	0,3	— 1	2,1	5,7	8,9	11,3	12,7	12,9	12	10,1	8	6,5	5,2	4,1
		0,5	0,5	5,1	10,1	14,3	17,3	18,8	18,5	16,7	13,5	10	7,8	6,1	4,9
		0,7	2,1	8,1	14,4	19,7	23,3	24,9	24,2	21,4	16,9	12,1	9,1	7	5,7
		0,9	3,7	11,1	18,7	25,1	29,3	31	29,9	26,1	20,3	14,2	11,4	7,9	6,5
	moyenne	0,3	— 0,9	1,9	5,1	8	10,2	11,4	11,6	10,8	9,1	7,2	5,9	4,7	3,7
		0,5	0,5	4,6	9,1	12,9	15,6	16,9	16,6	15	12,1	9	7	5,5	4,4
		0,7	1,9	7,3	13	17,7	21	22,4	21,8	19,3	15,2	10,9	8,2	6,3	5,1
		0,9	3,3	10	16,8	22,6	26,4	27,9	26,9	23,5	18,3	12,8	10,3	7,1	5,9
	lourde	0,3	— 3,2	— 0,8	1,6	4,3	6,7	8,6	9,6	9,8	9,1	7,6	6,1	4,9	3,9
		0,5	— 3,1	0,4	3,9	7,7	10,8	13,1	14,2	14	12,6	10,2	7,6	5,9	4,6
		0,7	— 2,9	1,6	6,1	10,9	14,9	17,6	18,9	18,3	16,2	12,8	9,2	6,9	5,3
		0,9	— 2,8	2,8	8,4	14,2	19	22,2	23,5	22,6	19,8	15,4	10,7	8,7	6

TABLEAU 2.3.X — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C] *(Suite)*

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS DE JUILLET

LATITUDE 49° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE 8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
SUD-OUEST	légère	0,3	— 1,9	— 0,4	1,3	4,3	8,2	11,8	14,5	15,9	15,9	14,5	11,8	7,9	2,8
		0,5	— 0,9	0,7	2,7	6,7	12,2	17,4	21,2	23,1	23,1	20,9	16,6	10,6	4,6
		0,7	0	1,9	4,2	9	16,1	22,9	27,8	30,4	30,3	27,3	21,5	13,2	6,4
		0,9	1	3,1	5,7	11,3	20	28,4	34,4	33,7	33,5	33,7	26,4	15,8	8,2
	moyenne	0,3	— 1,7	— 0,4	1,2	3,9	7,4	10,6	13	14,3	14,3	13	10,6	7,1	2,5
		0,5	— 0,8	0,6	2,4	6	11	15,7	19,1	20,8	20,8	18,8	14,9	9,5	4,1
		0,7	0	1,7	3,8	8,1	14,5	20,6	25	27,4	27,3	24,6	19,3	11,9	5,8
		0,9	0,9	2,8	5,1	10,2	18	25,6	31	30,2	30,1	30,3	23,8	14,2	7,4
	lourde	0,3	— 2,5	— 1,4	— 0,3	1	3,3	6,2	8,9	11	12	12	11	8,9	6
		0,5	— 1,9	— 0,7	0,5	2	5,1	9,2	13,2	16	17,5	17,5	15,9	12,6	8
		0,7	— 1,4	0	1,4	3,2	6,8	12,2	17,4	21	23	22,9	20,7	16,3	10
		0,9	— 0,7	0,8	2,3	4,3	8,6	15,2	21,5	26	25,6	25,4	25,6	20	12
OUEST	légère	0,3	— 1,9	— 0,4	1,3	3	4,8	8	11,8	14,9	16,7	16,9	15,1	10,2	5,2
		0,5	— 0,9	0,7	2,6	4,5	6,4	10,9	16,8	21,5	24,5	25	22,2	14,5	6,8
		0,7	0,1	1,9	4	6	8	13,9	21,7	28,1	32,2	33	29,2	18,7	8,4
		0,9	1,1	3,1	5,4	7,5	9,6	16,9	26,7	34,7	39,9	41	36,2	22,9	10
	moyenne	0,3	— 1,7	— 0,4	1,2	2,7	4,3	7,2	10,6	13,4	15	15,2	13,6	9,2	4,7
		0,5	— 0,8	0,6	2,3	4	5,8	9,8	15,1	19,4	22,1	22,5	20	13,1	6,1
		0,7	0,1	1,7	3,6	5,4	7,2	12,5	19,5	25,3	29	29,7	26,3	16,8	7,6
		0,9	1	2,8	4,9	6,8	8,6	15,2	24	31,2	35,9	26,9	32,6	20,6	9
	lourde	0,3	— 2,5	— 1,4	— 0,3	1	2,3	3,6	6,1	8,9	11,3	12,7	12,8	11,4	7,7
		0,5	— 1,9	— 0,7	0,5	2	3,4	4,9	8,3	12,7	16,3	18,6	18,9	16,8	11
		0,7	— 1,2	0,1	1,4	3	4,5	6,1	10,5	16,4	21,3	24,4	25	22,2	14,2
		0,9	— 0,7	0,8	2,3	4,1	5,7	7,3	12,8	20,3	26,3	30,2	31,1	27,4	17,3
NORD-OUEST	légère	0,3	— 2	— 0,5	1,2	3	4,6	5,9	7,3	9,6	12	13,4	13	9,4	5,8
		0,5	— 1	0,6	2,6	4,4	6,1	7,5	9,2	12,8	15,7	19	18,7	13,1	7,5
		0,7	0	1,8	3,9	5,9	7,7	9,1	11,1	15,9	21,3	24,7	24,4	16,7	9,2
		0,9	1	3	5,2	7,4	9,3	11,5	13,2	19	25,9	30,4	30,1	20,3	11
	moyenne	0,3	— 1,8	— 0,5	1,1	2,7	4,1	5,3	6,6	8,6	10,8	12,1	11,7	8,5	5,2
		0,5	— 0,9	0,5	2,3	4	5,5	6,7	8,3	11,5	15	17,1	16,8	11,8	6,7
		0,7	0	1,6	3,5	5,3	6,9	8,2	10	14,3	19,2	22,3	22	15	8,3
		0,9	0,9	2,7	4,7	6,7	8,4	10,3	11,9	17,1	23,3	27,4	27,1	18,3	9,9
	lourde	0,3	— 2,6	— 1,5	— 0,4	0,9	2,3	3,5	4,5	5,5	7,3	9,1	10,2	9,8	7,1
		0,5	— 2,1	— 0,8	0,5	2	3,3	4,6	5,7	7	9,7	12,7	14,4	14,2	9,9
		0,7	— 1,4	0	1,4	3	4,5	5,8	6,9	8,4	12	16,1	18,7	18,5	12,6
		0,9	— 0,7	0,8	2,3	3,9	5,6	7,1	8,7	10	14,3	19,6	23	22,9	15,4
NORD ou à l'ombre	légère	0,3	— 1,6	— 0,4	1,2	3	4,6	5,9	6,7	7,1	7	6,9	6,2	6,1	6
		0,5	— 0,4	0,8	2,6	4,5	6,2	7,4	8,2	8,5	8,3	8,3	8,9	7,6	6,6
		0,7	0,8	2	4	6	7,7	9	9,7	9,9	9,6	9,6	10,7	9	7,3
		0,9	2	3,2	5,4	7,5	9,2	10,6	11,2	11,3	10,9	10,9	12,5	10,4	8
	moyenne	0,3	— 1,4	— 0,4	1,1	2,7	4,1	5,3	6	6,4	6,3	6,2	5,6	5,5	5,4
		0,5	— 0,4	0,7	2,3	4	5,6	6,7	7,4	7,6	7,5	7,5	8	6,8	5,9
		0,7	0,7	1,8	3,6	5,4	6,9	8,1	8,7	8,9	8,6	8,6	9,6	7,2	6,6
		0,9	1,8	2,9	4,9	6,7	8,3	9,6	10,2	10,2	9,8	9,8	11,3	9,4	7,2
	lourde	0,3	— 2,1	— 1,2	— 0,3	0,9	2,3	3,5	4,5	5,1	5,4	5,3	5,2	4,7	4,6
		0,5	— 1,2	— 0,3	0,6	2	3,4	4,7	5,6	6,2	6,4	6,3	6,3	6,7	5,8
		0,7	— 0,3	0,6	1,5	3	4,5	5,8	6,8	7,3	7,5	7,3	7,3	8,1	6,8
		0,9	0,6	1,5	2,4	4,1	5,7	7	8	8,5	8,6	8,3	8,3	9,5	7,9

TABLEAU 2.3.XI — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C]

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS D'AOUT

LATITUDE 49° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE												
			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
NORD-EST	légère	0,3	3,2	3,2	2,6	3,3	4,7	5,9	6,7	7	6,8	6,3	5,5	4,5	3,3
		0,5	7,7	6,9	4,9	4,9	6,3	7,5	8,2	8,3	8	7,3	6,2	4,8	3,4
		0,7	12,2	10,6	7,2	6,6	7,9	9,1	9,7	9,7	9,2	8,2	6,8	5,2	3,6
		0,9	16,7	14,3	9,5	8,3	9,5	10,7	11,2	11,1	10,4	9,1	7,4	5,6	3,8
	moyenne	0,3	2,9	2,9	2,3	3	4,2	5,3	6	6,3	6,1	5,7	4,9	4	3
		0,5	6,9	6,2	4,4	4,4	5,7	6,7	7,4	7,5	7,2	6,6	5,6	4,3	3,1
		0,7	11	9,5	6,5	5,9	7,1	8,2	8,7	8,7	8,3	7,4	6,1	4,7	3,2
		0,9	15	12,9	8,5	7,5	8,5	9,6	10,1	10	9,4	8,2	6,7	5	3,4
	lourde	0,3	2,4	2,4	2,4	2	2,5	3,5	4,5	5,1	5,3	5,2	4,8	4,2	3,4
		0,5	6,4	5,8	5,2	3,7	3,7	4,8	5,7	6,2	6,3	6,1	5,5	4,7	3,6
		0,7	10	9,2	8	5,5	5	6	6,9	7,3	7,3	7	6,2	5,2	3,9
		0,9	14,4	12,6	10,8	7,2	6,3	7,2	8,1	8,5	8,4	7,9	6,9	5,6	4,2
EST	légère	0,3	7,3	8,9	9,2	8,4	6,9	6,6	7,2	7,4	7,2	6,6	5,7	4,7	3,6
		0,5	14,6	16,3	15,8	13,5	9,9	8,7	9	9	8,6	7,7	6,5	5,1	4
		0,7	21,8	23,8	22,5	18,6	13	10,8	10,9	10,7	10	8,9	7,3	5,6	4,4
		0,9	29	31,3	29,2	23,7	16,1	12,9	12,8	12,4	11,4	10,1	8,1	6,1	4,8
	moyenne	0,3	6,6	8	8,3	7,6	6,2	5,9	6,5	6,7	6,5	5,9	5,1	4,2	3,2
		0,5	13,1	14,7	14,2	12,2	8,9	7,8	8,1	8,1	7,7	6,9	5,8	4,6	3,6
		0,7	19,6	21,4	20,3	16,8	11,7	9,7	9,8	9,6	9	8	6,6	5	4
		0,9	26,1	28,2	26,3	21,3	14,5	11,6	11,5	11,2	10,3	9,1	7,3	5,5	4,3
	lourde	0,3	4,3	5,5	6,7	7	6,4	5,2	5	5,5	5,6	5,5	5	4,3	3,6
		0,5	10,9	11,1	12,3	12	10,2	7,5	6,6	6,8	6,8	6,5	5,8	4,9	3,9
		0,7	15	16,5	18	17,1	14,1	9,9	8,2	8,3	8,1	7,6	6,7	5,5	4,2
		0,9	20,3	22	23,7	22,2	17,9	12,2	9,8	9,7	9,4	8,6	7,7	6,1	4,6
SUD-EST	légère	0,3	5,7	8,8	11	12,1	12,1	11	9	7,9	7,5	6,9	5,9	4,8	3,6
		0,5	11,9	16,3	18,9	19,7	18,7	16	12,1	10	9,2	8,2	6,9	5,4	4
		0,7	18,1	23,8	26,8	27,2	25,2	21	15,1	12	10,8	9,5	7,9	6	4,4
		0,9	24,3	31,3	34,7	34,7	31,7	26	18,1	14	12,4	10,8	8,9	6,6	4,8
	moyenne	0,3	5,1	7,9	9,9	10,9	10,9	9,9	8,1	7,1	6,8	6,2	5,3	4,3	3,2
		0,5	10,7	14,7	17	17,8	16,9	14,4	10,9	9	8,3	7,4	6,2	4,9	3,6
		0,7	16,3	21,4	24,2	24,5	22,7	18,9	13,6	10,8	9,7	8,6	7,1	5,4	4
		0,9	21,9	28,2	31,2	31,2	28,6	23,4	16,3	12,6	11,2	9,7	8	5,9	4,3
	lourde	0,3	1,9	4,3	6,7	8,3	9,2	9,2	8,3	6,8	6	5,7	5,2	4,5	3,6
		0,5	5,7	9	12,3	14,3	14,9	14,2	12,1	9,2	7,6	7	6,2	5,2	4,1
		0,7	9,4	13,7	18	20,3	20,6	19,1	15,9	11,4	9,1	8,2	7,2	6	4,5
		0,9	13,1	18,4	23,7	26,3	26,3	24	19,7	13,7	10,6	9,4	8,2	6,7	5
SUD	légère	0,3	— 0,4	3,2	7	10,4	12,9	14,3	14,5	13,4	11,4	8,7	6,6	5,2	4,5
		0,5	1,6	6,9	12,2	16,8	20	21,5	21,1	19,1	15,5	11,2	8	6	5,2
		0,7	3,6	10,6	17,5	23,2	27,1	28,7	27,8	24,7	19,7	13,8	9,3	6,8	5,9
		0,9	5,6	14,3	22,8	29,6	30,2	35,9	34,5	30,3	23,9	26,4	10,6	7,6	6,6
	moyenne	0,3	— 0,4	2,9	6,3	9,4	11,6	12,9	13	12,1	10,3	7,8	5,9	4,7	4,1
		0,5	1,4	6,2	11	15,1	18	19,4	19	17,2	13,9	10,1	7,2	5,4	4,7
		0,7	3,2	9,5	15,8	20,9	24,4	25,8	25	22,3	17,7	12,4	8,4	6,1	5,3
		0,9	5	12,9	20,5	26,7	27,2	32,4	31	27,3	21,5	23,8	9,5	6,8	5,9
	lourde	0,3	— 3	— 0,3	2,4	5,3	7,9	9,8	10,8	11	10,2	8,6	6,6	5	3,9
		0,5	— 2,8	1,2	5,2	9,2	12,7	15,1	16,3	16	14,5	11,7	8,5	6,1	4,5
		0,7	— 2,9	2,7	8	13,3	17,6	20,5	21,7	21	18,7	14,9	10,5	7	5,2
		0,9	— 2,4	4,2	10,8	17,3	22,4	22,9	27,2	26,2	23	18,1	20	8	5,8

TABLEAU 2.3.XI — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C] *(Suite)*

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS D'AOUT

LATITUDE 49° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE												
			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
SUD-OUEST	légère	0,3	— 2,2	— 0,7	1,1	4,7	9,1	12,9	15,6	16,9	16,7	14,8	11,1	6,8	2,5
		0,5	— 1,4	0,3	2,5	7,4	13,7	19,1	23	24,9	24,5	21,5	15,5	8,7	3
		0,7	— 0,5	1,3	3,8	10	18,2	25,3	30,4	32,9	32,3	28,1	19,8	10,6	3,5
		0,9	0,4	2,3	5,1	12,6	22,7	31,5	37,8	40,9	40,1	34,7	24,1	12,5	4
	moyenne	0,3	— 2	— 0,6	1	4,2	8,2	11,6	14	15,2	15	13	10	6,1	2,2
		0,5	— 1,3	0,3	2,2	6,7	12,3	17,2	20,7	22,4	22	19,7	14	7,8	2,7
		0,7	— 0,5	1,2	3,4	9	16,4	22,8	27,4	29,6	29	25,3	17,8	9,6	3,1
		0,9	0,4	2,1	4,6	11,3	20,5	28,4	34	36,8	36	31,2	21,7	11,3	3,6
	lourde	0,3	— 2,9	— 1,7	— 0,5	0,8	3,6	6,9	9,8	11,8	12,8	12,6	11,2	8,4	5,1
		0,5	— 2,4	— 1,1	0,2	1,9	5,6	10,4	14,5	17,4	18,9	18,6	16,3	11,7	6,6
		0,7	— 1,8	— 0,4	1	2,9	7,6	13,8	19,2	23,4	25	24,5	21,3	15	8
		0,9	— 1,1	0,3	1,7	3,9	9,5	17,2	23,9	28,6	31	32	26,3	18,3	9,5
OUEST	légère	0,3	— 2,2	— 0,7	1	2,8	4,5	7,8	11,8	14,8	16,5	16,2	12,9	7,5	2,1
		0,5	— 1,4	0,2	2,2	4,1	5,9	10,6	16,6	21,4	24,1	23,8	18,5	9,8	3,5
		0,7	— 0,5	1,3	3,4	5,4	7,4	13,5	21,5	28	31,8	31,4	24,1	12,2	4,9
		0,9	0,4	2,2	4,6	6,7	8,9	16,4	26,4	34,6	39,5	39	29,7	14,6	6,3
	moyenne	0,3	— 2	— 0,6	0,9	2,5	4	7	10,6	13	14,9	14,6	11,6	6,8	1,9
		0,5	— 1,3	0,2	2	3,7	5,3	9,6	15	19,3	21,7	21,4	16,6	8,8	3,1
		0,7	— 0,5	1,2	3,1	4,9	6,7	12,1	19,4	25,2	28,6	28,3	21,7	11	4,4
		0,9	0,4	2	4,1	6	8	14,8	23,8	31,2	35,6	35,1	26,7	13,1	5,7
	lourde	0,3	— 2,9	— 1,7	— 0,5	0,8	2,1	3,4	5,9	8,9	11,2	12,5	12,3	9,8	5,7
		0,5	— 2,4	— 1,1	0,2	1,7	3,1	4,5	8	12,6	16,2	18,3	18	14	7,4
		0,7	— 1,8	— 0,4	1	2,6	4,1	5,6	10,2	16,3	21,2	24,1	23,8	18,3	9,2
		0,9	— 1,1	0,3	1,7	3,5	5,1	6,7	12,4	20	26,2	30	29,6	22,5	11,1
NORD-OUEST	légère	0,3	— 2,3	— 0,8	0,9	2,7	4,4	5,6	6,5	8,5	10,8	11,9	10,5	6,5	2,5
		0,5	— 1,5	0,1	2,1	4	5,7	7	7,9	10,9	14,7	16,6	14,5	8,1	3,5
		0,7	— 0,7	1,1	3,3	5,3	7,1	8,4	9,3	13,3	18,6	21,3	18,5	9,8	4,5
		0,9	0,1	2,1	4,5	6,6	8,5	9,8	10,7	15,7	22,5	26	22,5	11,5	5,5
	moyenne	0,3	— 2,1	— 0,7	0,8	2,4	4	5	5,9	7,7	9,7	10,7	9,5	5,9	2,2
		0,5	— 1,3	0	1,9	3,6	5,1	6,3	7,1	9,8	13,2	14,9	13	7,3	3,1
		0,7	— 0,6	1	3	4,8	6,4	7,6	8,4	12	16,7	19,2	16,6	8,8	4,1
		0,9	0	1,9	4	5,9	7,6	8,8	9,6	14,1	20,3	23,4	20,3	9,5	5
	lourde	0,3	— 2,6	— 1,7	— 0,6	0,7	2	3,3	4,2	4,9	6,4	8,2	9	8	4,9
		0,5	— 2,3	— 1,1	0,1	1,6	3	4,3	5,3	6	8,3	11,1	12,6	11	6,1
		0,7	— 1,8	— 0,5	0,8	2,5	4	5,4	6,4	7	10,1	14,1	16,2	14	7,4
		0,9	— 1,4	0,1	1,6	3,4	5	6,4	7,4	8,1	11,9	17,1	19,8	17	8,7
NORD ou à l'ombre	légère	0,3	— 2,3	— 0,8	0,9	2,7	4,3	5,6	6,4	6,8	6,7	6,2	5,8	4,7	3,6
		0,5	— 1,5	0,1	2,1	4	5,7	7	7,7	8	7,7	7,1	6,7	5,1	4
		0,7	— 0,7	1,1	3,2	5,2	7	8,3	9,1	9,2	8,8	8	7,6	5,6	4,5
		0,9	0,1	2,1	4,4	6,5	8,4	9,7	10,4	10,4	9,9	8,9	8,5	6,1	5
	moyenne	0,3	— 2,1	— 0,7	0,8	2,4	3,9	5	5,8	6,1	6	5,6	5,2	4,2	3,2
		0,5	— 1,3	0	1,9	3,6	5,1	6,3	6,9	7,2	6,9	6,4	6	4,6	3,6
		0,7	— 0,6	1	2,9	4,7	6,3	7,5	8,2	8,3	7,9	7,2	6,8	5	4
		0,9	0	1,9	4	5,9	7,6	8,7	9,4	9,4	8,9	8	7,7	5,5	4,5
	lourde	0,3	— 2,6	— 1,7	— 0,6	0,7	2	3,3	4,2	4,9	5,2	5,1	4,7	4,4	3,6
		0,5	— 2,3	— 1,1	0,1	1,6	3	4,3	5,3	5,8	6,1	5,8	5,4	5,1	3,9
		0,7	— 1,8	— 0,5	0,8	2,4	3,9	5,3	6,3	6,9	7	6,7	6,1	5,8	4,2
		0,9	— 1,4	0,1	1,6	3,3	4,9	6,4	7,3	7,9	7,9	7,5	6,7	6,4	4,6

TABLEAU 2.3.XII — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C]

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS DE SEPTEMBRE

LATITUDE 49° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE 8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
NORD-EST	légère	0,3	— 2,1	— 1,6	— 1,4	— 0,3	1,2	2,4	3,2	3,5	3,3	2,8	2	1,2	0,4
		0,5	0,7	0,8	0	0,8	2,4	3,6	4,3	4,5	4,2	3,4	2,3	1,3	0,4
		0,7	3,6	3,2	1,5	2	3,6	4,8	5,5	5,5	5	4	2,6	1,5	0,6
		0,9	6,5	5,6	3	3,2	4,8	6	6,7	6,5	5,8	4,6	2,9	1,7	0,8
	moyenne	0,3	— 1,9	— 1,4	— 1,3	— 0,3	1,1	2,2	2,9	3,1	3	2,5	1,8	1,1	0,4
		0,5	0,6	0,7	0	0,7	2,2	3,2	3,9	4	3,8	3,1	2,1	1,2	0,4
		0,7	3,2	2,9	1,3	1,8	3,2	4,3	4,9	5	4,5	3,6	2,3	1,4	0,5
		0,9	5,8	5	2,7	2,9	4,3	5,4	6	5,9	5,3	4,1	2,6	1,5	0,7
	lourde	0,3	— 2	— 1,6	— 1,2	— 1,1	— 0,2	0,9	1,8	2,4	2,6	2,5	2,1	1,5	0,9
		0,5	0,4	0,5	0,6	0	0,6	1,8	2,7	3,3	3,4	3,2	2,6	1,7	1
		0,7	3	2,7	2,4	1,1	1,5	2,7	3,6	4,2	4,2	3,8	3	2	1,1
		0,9	5,6	4,9	4,2	2,3	2,4	3,6	4,5	5,2	4,9	4,4	3,5	2,2	1,3
EST	légère	0,3	2,2	4,8	5,5	4,9	3,4	3,1	3,7	3,9	3,7	3,1	2,2	1,4	0,7
		0,5	8	11,6	11,7	9,6	6,1	4,8	5,2	5,2	4,8	3,9	2,7	1,7	0,9
		0,7	13,8	18,4	18	14,3	8,7	6,5	6,7	6,5	5,9	4,6	3,1	2	1,1
		0,9	19,6	25,2	24,3	19	11,3	8,2	8,2	7,8	7	5,3	3,7	2,3	1,3
	moyenne	0,3	2	4,3	5	4,4	3,1	2,8	3,3	3,5	3,3	2,8	2	1,3	0,6
		0,5	7,2	10,4	10,5	8,6	5,5	4,3	4,7	4,7	4,3	3,5	2,4	1,5	0,8
		0,7	12,4	16,6	16,2	12,9	7,8	5,9	6	5,9	5,3	4,1	2,8	1,8	1
		0,9	17,7	22,6	21,9	17,1	10,2	7,4	7,4	7	6,3	4,8	3,3	2,1	1,2
	lourde	0,3	— 0,2	1,7	3,6	4,2	3,7	2,6	2,3	2,8	2,9	2,8	2,3	1,7	1,1
		0,5	3,4	6,1	8,8	8,9	7,3	4,6	3,6	3,9	3,9	3,6	3	2	1,3
		0,7	7,1	10,5	13,9	13,6	10,8	6,6	4,9	5,1	4,9	4,5	3,5	2,3	1,5
		0,9	10,5	14,8	19,1	18,4	14,4	8,6	6,2	6,2	5,9	5,3	4	2,8	1,7
SUD-EST	légère	0,3	1,8	6,1	8,8	10,1	10,2	9,1	7	5,2	4,3	3,5	2,6	1,7	0,8
		0,5	7,4	13,7	17,2	18,3	17,4	14,7	10,7	7,4	5,8	4,6	3,3	2,2	1,1
		0,7	13	21,3	25,6	26,5	24,7	20,4	14,4	9,5	7,3	5,7	4	2,7	1,4
		0,9	18,6	28,9	34	34,7	32	26,1	18,1	11,6	8,8	6,8	4,7	3,2	1,7
	moyenne	0,3	1,6	5,5	7,9	9,1	9,2	8,2	6,3	4,7	3,9	3,1	2,3	1,5	0,7
		0,5	6,7	12,3	15,5	16,4	15,7	13,2	9,6	6,7	5,2	4,1	3	2	1
		0,7	11,7	19,2	23	23,9	22,3	18,4	13	8,6	6,6	5,1	3,6	2,4	1,3
		0,9	16,8	26	30,6	31,2	28,8	23,5	16,3	10,4	7,9	6,2	4,2	2,9	1,5
	lourde	0,3	— 1,8	1,4	4,6	6,7	7,7	7,7	6,9	5,3	3,9	3,2	2,6	2	1,3
		0,5	0,8	5,6	10,4	13	13,9	13,2	11,2	8,1	5,6	4,4	3,5	2,5	1,7
		0,7	3,4	9,8	16,2	19,4	20,1	18,7	15,4	10,9	7,2	5,5	4,3	3	2
		0,9	6,3	14,1	21,9	25,8	26,3	24,2	19,8	13,7	8,8	6,7	5,2	3,6	2,4
SUD	légère	0,3	— 2,8	1,3	5,4	9	11,7	13,1	13,2	12	9,6	6,4	3,7	2,2	1,5
		0,5	— 0,4	5,7	11,6	16,5	20	21,5	21,1	18,6	14,6	9,4	5,1	3	1,7
		0,7	2	10,1	17,8	24	28,3	29,9	28,9	25,3	19,6	12,4	6,5	3,8	1,9
		0,9	4,4	14,5	24	31,5	36,6	38,3	36,7	32	24,6	15,4	7,9	4,6	2,1
	moyenne	0,3	— 2,5	1,2	4,9	8,1	10,5	11,8	11,9	10,8	8,6	5,8	3,3	2	1,3
		0,5	— 0,4	5,1	10,4	14,9	18	19,4	19	16,7	13,1	8,5	4,6	2,7	1,5
		0,7	1,8	9,1	16	21,6	25,5	26,9	26	22,8	17,6	11,3	5,9	3,4	1,7
		0,9	4	13,1	21,6	38,4	32,9	33,5	33	28,8	22,1	13,9	7,1	4,1	1,9
	lourde	0,3	— 5,2	— 2,1	1	4,1	6,8	8,9	9,9	10	9,1	7,3	4,8	2,8	1,7
		0,5	— 4,9	— 0,3	4,3	8,8	12,5	15,2	16,3	16	14,1	11,1	7,1	3,9	2,3
		0,7	— 4,7	1,5	7,7	13,5	18,2	21,4	22,7	21,9	19,2	14,9	9,4	4,9	2,9
		0,9	— 4,4	3,3	11	18,2	23,9	27,8	29	27,8	24,2	18,6	11,7	6	3,5

TABLEAU 2.3.XII — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES VERTICALES [°C] *(Suite)*

Température intérieure des locaux 25 [°C]

MOIS DE SEPTEMBRE

LATITUDE 49° NORD

ORIENTATION	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE												
			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
SUD-OUEST	légère	0,3	— 5,6	— 4,1	— 1,4	2,6	7,2	11	13,7	14,8	14,1	10,9	5,4	2,4	1
		0,5	— 5,1	— 3,3	0	5,8	12,4	18	21,8	23,4	22,1	16,9	8,1	3,5	1,5
		0,7	— 4,5	— 2,5	1,6	9,1	17,6	24,9	30	32	30,2	22,9	10,7	4,5	2
		0,9	— 3,9	— 1,7	3,2	12,4	22,8	31,8	38,2	40,6	38,3	28,9	13,3	5,5	2,5
	moyenne	0,3	— 5	— 3,7	— 1,3	2,3	6,5	9,9	12,3	13,3	12,7	9,9	4,9	2,2	0,9
		0,5	— 4,6	— 3	0	5,2	11,2	16,2	19,6	21	20	15,2	7,3	3,1	1,4
		0,7	— 4	— 2,2	1,4	8,2	15,8	22,4	27	28,8	27,2	20,6	9,6	4	1,8
		0,9	— 3,5	— 1,5	2,9	11,2	20,5	28,6	34,4	36,5	33,5	26	12	5	2,2
	lourde	0,3	— 5,3	— 4,2	— 3,1	— 1,1	2	5,5	8,3	10,4	11,2	10,7	8,3	4,1	1,8
		0,5	— 5,1	— 3,9	— 2,5	0	4,4	9,4	13,6	16,5	17,7	16,7	12,8	6,1	2,6
		0,7	— 4,9	— 3,4	— 1,9	1,2	6,9	13,3	18,9	22,8	24,2	22,9	17,3	8,1	3,4
		0,9	— 4,7	— 3	— 1,3	2,4	9,4	17,3	24,1	28,9	30,8	29	21,9	10,1	4,2
OUEST	légère	0,3	— 5,7	— 4,1	— 2,3	— 0,5	1,1	4,4	8,4	11,4	12,6	10,8	5,4	2,1	0,9
		0,5	— 5,1	— 3,4	— 1,4	0,4	2,2	7	13	17,6	19,6	16,8	7,9	2,9	1,1
		0,7	— 4,6	— 2,6	— 0,5	1,5	3,4	9,6	17,7	23,9	26,6	22,8	10,5	3,7	1,3
		0,9	— 4,1	— 1,8	0,6	2,6	4,6	12,2	22,4	30,2	33,6	28,8	13,1	4,5	1,5
	moyenne	0,3	— 5,1	— 3,7	— 2,1	— 0,5	1	4	7,6	10,3	11,3	9,7	4,9	1,9	0,8
		0,5	— 4,6	— 3,1	— 1,3	0,4	2	6,3	11,7	15,9	17,7	15,1	7,1	2,6	1
		0,7	— 4,1	— 2,3	— 0,5	1,4	3,1	8,6	15,9	21,5	24	20,5	9,5	3,3	1,2
		0,9	— 3,7	— 1,6	0,5	2,3	4,1	11	20,2	27,2	30,3	25,9	11,8	4	1,4
	lourde	0,3	— 5,2	— 4,3	— 3,5	— 1,7	— 0,4	0,8	3,3	6,4	8,6	9,5	8,2	4,1	1,6
		0,5	— 5,1	— 3,9	— 2,6	— 1,1	0,3	1,7	5,3	9,8	13,3	14,8	12,7	6	2,2
		0,7	— 5	— 3,5	— 2	— 0,4	1,1	2,6	7,3	13,4	18,1	20,2	17,3	8	2,8
		0,9	— 4,8	— 3,1	— 1,4	0,5	2	3,5	9,2	17	22,8	25,4	21,8	9,9	3,4
NORD-OUEST	légère	0,3	— 5,7	— 4,2	— 2,4	— 0,6	1	2,2	3,1	4,4	6,1	6,4	3,6	1,5	0
		0,5	— 5,3	— 3,5	— 1,5	0,3	2,1	3,3	4,2	6	8,8	9,4	4,9	1,8	0,5
		0,7	— 4,8	— 2,8	— 0,6	1,4	3,1	4,4	5,3	7,6	11,5	12,4	6,3	2,1	1
		0,9	— 4,3	— 2,1	0,3	2,5	4,1	5,5	6,4	9,2	14,2	15,4	7,7	2,4	1,5
	moyenne	0,3	— 5,1	— 3,8	— 2,2	— 0,5	0,9	2	2,8	4	5,5	5,8	3,2	1,4	0
		0,5	— 4,8	— 3,1	— 1,4	0,3	1,9	3	3,8	5,4	7,9	8,5	4,4	1,6	0,5
		0,7	— 4,3	— 2,5	— 0,5	1,3	2,8	4	4,8	6,8	10,3	11,2	5,7	1,9	0,9
		0,9	— 3,9	— 1,9	0,3	2,2	3,7	5	5,8	8,3	12,8	13,9	6,9	2,2	1,4
	lourde	0,3	— 5,4	— 4,3	— 3,2	— 1,8	— 0,5	0,8	1,7	2,3	3,3	4,6	4,8	2,7	1,1
		0,5	— 5,3	— 4	— 2,6	— 1,1	0,2	1,6	2,5	3,2	4,5	6,7	7,1	3,7	1,4
		0,7	— 5,1	— 3,6	— 2,1	— 0,5	1,1	2,3	3,3	4	5,8	8,7	9,4	4,8	1,6
		0,9	— 5	— 3,3	— 1,6	0,2	1,9	3,1	4,2	4,8	7	10,7	11,7	5,8	1,8
NORD ou à l'ombre	légère	0,3	— 5,8	— 4,2	— 2,4	— 0,6	0,9	2,2	3	3,4	3,2	2,7	1,9	1,1	0,3
		0,5	— 5,3	— 3,5	— 1,5	0,3	2	3,3	4,1	4,3	4	3,3	2,2	1,3	0,4
		0,7	— 4,8	— 2,8	— 0,6	1,3	3,1	4,4	5,1	5,3	4,8	3,8	2,4	1,4	0,5
		0,9	— 4,3	— 2,1	0,3	2,4	4,2	5,5	6,1	6,3	5,6	4,3	2,6	1,5	0,6
	moyenne	0,3	— 5,3	— 3,8	— 2,2	— 0,5	0,8	2	2,7	3,1	2,9	2,4	1,7	1	0,3
		0,5	— 4,8	— 3,1	— 1,4	0,3	1,8	3	3,7	3,9	3,6	3	2	1,2	0,4
		0,7	— 4,3	— 2,5	— 0,5	1,2	2,8	4	4,6	4,8	4,3	3,4	2,2	1,3	0,5
		0,9	— 3,9	— 1,9	0,3	2,2	3,8	5	5,5	5,7	5	3,9	2,3	1,4	0,5
	lourde	0,3	— 5,6	— 4,4	— 3,2	— 1,8	— 0,5	0,7	1,7	2,3	2,6	2,4	2	1,4	0,8
		0,5	— 5,4	— 4	— 2,6	— 1,1	0,2	1,5	2,5	3,1	3,3	3	2,5	1,7	1
		0,7	— 5,1	— 3,6	— 2,1	— 0,5	1	2,3	3,3	3,9	4	3,6	2,9	1,8	1,1
		0,9	— 5	— 3,3	— 1,6	0,2	1,8	3,2	4,2	4,6	4,8	4,2	3,3	2	1,1

TABLEAU 2.3.XIII — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES HORIZONTALES [°C]

Température intérieure des locaux 25 [°C]

ENSOLEILLEES

LATITUDE 49° NORD

MOIS	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE 8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
JUIN	légère	0,3	0,6	0,4	0,1	— 0,1	— 0,3	— 0,4	— 0,5	— 0,4	— 0,3	— 0,2	0	0,2	0,4
		0,5	3,9	3,5	3,2	2,9	2,6	2,5	2,5	2,5	2,7	3	3,4	3,8	4,2
		0,7	7,2	6,7	6,3	5,9	5,6	5,5	5,5	5,6	5,6	5,9	6,3	6,8	7,3
		0,9	10,5	9,8	9,4	8,9	8,5	8,4	8,5	8,7	8,5	8,6	9,2	9,7	10,4
	moyenne	0,3	0,5	0,4	0	0	— 0,3	— 0,4	— 0,5	— 0,4	— 0,3	— 0,2	0	0,2	0,4
		0,5	3,5	3,1	2,9	2,6	2,3	2,2	2,2	2,2	2,4	2,7	3,1	3,4	3,8
		0,7	6,5	6	5,7	5,3	5	5	5	5	5	5,3	5,7	6,1	6,6
		0,9	9,4	8,8	8,5	8	7,6	7,6	7,6	7,8	7,7	7,7	8,3	8,7	9,4
	lourde	0,3	0,7	0,5	0,3	0,1	— 0,1	— 0,2	— 0,3	— 0,4	— 0,2	— 0,2	— 0,2	0	0,2
		0,5	3,4	3	2,6	2,4	2,2	2	1,9	1,9	1,9	2	2,3	2,6	2,9
		0,7	5,9	5,5	5,1	4,8	4,5	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,5	4,9	5,2
		0,9	8,6	8	7,4	7,1	6,7	6,4	6,4	6,4	6,6	6,4	6,5	7	7,3
JUILLET	légère	0,3	2,4	2,1	1,8	1,6	1,4	1,2	1,2	1,2	1,3	1,5	1,7	1,9	2,1
		0,5	5,5	5,1	4,7	4,4	4,2	4	4	4,1	4,3	4,5	4,9	5,3	5,7
		0,7	8,6	8,1	7,7	7,3	7	6,8	6,8	7	7,2	7,6	8,1	8,6	9,1
		0,9	11,7	11,1	10,7	10,3	9,8	9,6	9,6	9,9	10,1	10,7	11,3	11,8	12,5
	moyenne	0,3	2,2	1,9	1,6	1,4	1,3	1,1	1,1	1,1	1,2	1,3	1,5	1,7	1,9
		0,5	5	4,6	4,2	4	3,8	3,6	3,6	3,7	3,9	4	4,4	4,8	5,1
		0,7	7,7	7,3	6,9	6,6	6,3	6,1	6,1	6,3	6,5	6,8	7,3	7,7	8,2
		0,9	10,5	10	9,6	9,3	1,2	8,6	8,6	8,9	9,1	9,6	10,2	10,6	11,3
	lourde	0,3	2	1,8	1,6	1,4	1,2	1,1	0,9	0,9	0,9	1	1,1	1,3	1,4
		0,5	5,5	4,2	2,9	3,6	3,3	3,2	3	3	3,1	3,2	3,4	3,7	4
		0,7	6,9	6,5	6,1	5,8	5,5	5,3	5,2	5,2	5,3	5,5	5,8	6,1	6,5
		0,9	9,4	8,9	8,4	8,1	7,8	7,4	7,3	7,3	7,5	7,7	8,1	8,6	8,9
AOUT	légère	0,3	1,6	1,3	1,1	0,8	0,6	0,5	0,4	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3
		0,5	4,2	3,8	3,5	3,2	2,9	2,8	2,7	2,8	3	3,2	3,6	3,9	4,1
		0,7	6,8	6,3	5,9	5,5	5,3	5,1	5,1	5,2	5,4	5,8	6,2	6,7	7,1
		0,9	9,4	8,8	8,3	7,5	7,6	7,4	7,4	7,6	7,7	8,4	8,8	9,5	10,1
	moyenne	0,3	1,4	1,2	1	0,7	0,5	0,4	0,3	0,3	0,4	0,6	0,8	1	1,2
		0,5	3,8	3,4	3,1	2,9	2,6	2,5	2,4	2,5	2,7	2,9	3,2	3,5	3,7
		0,7	6,1	5,7	5,3	4,9	4,8	4,6	4,6	4,7	4,9	5,2	5,6	6	6,4
		0,9	8,5	7,9	7,5	6,7	6,8	6,7	6,7	6,8	6,9	7,6	7,9	8,5	9,1
	lourde	0,3	1,4	1,2	1	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,4	0,5	0,7	0,8
		0,5	3,5	3,2	2,9	2,6	2,4	2,2	2,1	2	2,1	2,3	2,4	2,7	3
		0,7	5,6	5,2	4,8	4,4	4,2	4	3,9	3,9	3,9	4,1	4,4	4,7	5,1
		0,9	7,5	7,1	6,7	6,3	5,7	5,8	5,6	5,6	5,8	5,8	6,4	6,7	7,2
SEPTEMBRE	légère	0,3	— 2,4	— 2,6	— 2,8	— 3	— 3,2	— 3,4	— 3,5	— 3,5	— 3,4	— 3,3	— 3,1	— 2,9	— 2,7
		0,5	— 0,4	— 0,7	— 1	— 1,3	— 1,5	— 1,7	— 1,8	— 1,7	— 1,6	— 1,4	— 1,1	— 0,8	— 0,5
		0,7	1,4	1	0,6	0,3	0	0	— 0,1	0	0,1	0,4	0,8	1,2	1,6
		0,9	3	2,5	2	1,3	1,3	1,7	1,6	1,7	1,7	2,1	2,6	3,1	3,6
	moyenne	0,3	— 2,2	— 2,3	— 2,5	— 2,7	— 2,9	— 3,1	— 3,1	— 3,1	— 3,1	— 3	— 2,8	— 2,6	— 2,4
		0,5	— 0,4	— 0,6	— 0,9	— 1,2	— 1,3	— 1,5	— 1,6	— 1,5	— 1,4	— 1,3	— 1	— 0,7	— 0,5
		0,7	1,3	0,9	0,5	0,3	0	0	0	0	0	0,4	0,7	1,1	1,4
		0,9	2,7	2,2	1,8	1,2	1,2	1,5	1,4	1,5	1,5	1,9	2,3	2,8	3,2
	lourde	0,3	— 1,6	— 1,8	— 2	— 2,1	— 2,3	— 2,4	— 2,6	— 2,6	— 2,6	— 2,6	— 2,5	— 2,3	— 2,2
		0,5	— 0,1	— 0,3	— 0,5	— 0,8	— 1	— 1,1	— 1,3	— 1,4	— 1,3	— 1,2	— 1,1	— 0,8	— 0,6
		0,7	1,4	1,1	0,8	0,5	0,2	0	0	0	0	0	0,3	0,6	0,9
		0,9	2,7	2,3	1,9	1,5	1	1	1,3	1,2	1,3	1,3	1,6	2	2,3

TABLEAU 2.3.XIV — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES HORIZONTALES [°C]

Température intérieure des locaux 25 [°C]

A L'OMBRE

LATITUDE 49° NORD

MOIS	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE 8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
JUIN	légère	0,3	— 3,4	— 3,5	— 3,7	— 3,8	— 4	— 4,1	— 4,2	— 4,2	— 4,3	— 4,2	— 4,2	— 4,1	— 4
		0,5	— 2,8	— 3	— 3,1	— 3,3	— 3,4	— 3,6	— 3,6	— 3,7	— 3,7	— 3,7	— 3,6	— 3,5	— 3,4
		0,7	— 2,2	— 2,4	— 2,6	— 2,8	— 2,9	— 3	— 3,1	— 3,2	— 3,1	— 3,1	— 3	— 2,9	— 2,8
		0,9	— 1,6	— 2	— 2,2	— 2,3	— 2,4	— 2,5	— 2,6	— 2,7	— 2,5	— 2,6	— 2,4	— 2,3	— 2,2
	moyenne	0,3	— 3,1	— 3,1	— 3,3	— 3,4	— 3,6	— 3,7	— 3,8	— 3,8	— 3,9	— 3,8	— 3,8	— 3,7	— 3,6
		0,5	— 2,5	— 2,7	— 2,8	— 3	— 3,1	— 3,2	— 3,2	— 3,3	— 3,3	— 3,3	— 3,2	— 3,1	— 3
		0,7	— 2	— 2,2	— 2,3	— 2,5	— 2,6	— 2,7	— 2,8	— 2,9	— 2,8	— 2,8	— 2,7	— 2,6	— 2,5
		0,9	— 1,4	— 1,8	— 2	— 2,1	— 2,2	— 2,2	— 2,3	— 2,4	— 2,2	— 2,3	— 2,2	— 2,1	— 2
	lourde	0,3	— 2,5	— 2,6	— 2,6	— 2,8	— 2,9	— 3	— 3,1	— 3,2	— 3,2	— 3,3	— 3,2	— 3,2	— 3,1
		0,5	— 2	— 2,1	— 2,3	— 2,4	— 2,5	— 2,6	— 2,7	— 2,7	— 2,8	— 2,8	— 2,8	— 2,7	— 2,6
		0,7	— 1,6	— 1,7	— 1,8	— 2	— 2,1	— 2,2	— 2,3	— 2,3	— 2,4	— 2,3	— 2,3	— 2,3	— 2,2
		0,9	— 1	— 1,2	— 1,5	— 1,7	— 1,7	— 1,8	— 1,9	— 2	— 2	— 1,9	— 2	— 1,8	— 1,7
JUILLET	légère	0,3	— 1,4	— 1,5	— 1,7	— 1,8	— 2	— 2,1	— 2,2	— 2,3	— 2,3	— 2,3	— 2,2	— 2,1	— 2
		0,5	— 0,9	— 1	— 1,2	— 1,3	— 1,5	— 1,6	— 1,7	— 1,8	— 1,8	— 1,7	— 1,6	— 1,5	— 1,4
		0,7	— 0,3	— 0,5	— 0,7	— 0,8	— 1	— 1,1	— 1,2	— 1,2	— 1,2	— 1,2	— 1,1	— 0,9	— 0,8
		0,9	0,2	0	— 0,2	— 0,3	— 0,5	— 0,6	— 0,7	— 0,7	— 0,7	— 0,7	— 0,6	— 0,3	— 0,2
	moyenne	0,3	— 1,3	— 1,3	— 1,5	— 1,6	— 1,8	— 1,9	— 2	— 2,1	— 2,1	— 2,1	— 2	— 2,1	— 1,8
		0,5	— 0,8	— 0,9	— 1,1	— 1,2	— 1,3	— 1,4	— 1,5	— 1,6	— 1,6	— 1,5	— 1,4	— 1,4	— 1,3
		0,7	— 0,3	— 0,5	— 0,6	— 0,7	— 0,9	— 1	— 1,1	— 1,1	— 1,1	— 1,1	— 1	— 0.8	— 0,7
		0,9	0,2	0	— 0,2	— 0,3	— 0,5	— 0,5	— 0,6	— 0,6	— 0,6	— 0,6	— 0,5	— 0,3	— 0,2
	lourde	0,3	— 1,1	— 1,1	— 1,1	— 1,3	— 1,4	— 1,5	— 1,6	— 1,7	— 1,7	— 1,7	— 1,7	— 1,7	— 1,6
		0,5	— 0,6	— 0,7	— 0,8	— 0,9	— 1	— 1,1	— 1,2	— 1,3	— 1,4	— 1,4	— 1,3	— 1,2	— 1,1
		0,7	— 0,1	— 0,2	— 0,4	— 0,5	— 0,6	— 0,8	— 0,8	— 0,9	— 0,9	— 0,9	— 0,9	— 0,8	— 0,7
		0,9	0,4	0,2	0	— 0,2	— 0,2	— 0,4	— 0,5	— 0,5	— 0,5	— 0,5	— 0,5	— 0,5	— 0,2
AOUT	légère	0,3	— 1,6	— 1,7	— 1,8	— 2	— 2,1	— 2,3	— 2,4	— 2,4	— 2,4	— 2,4	— 2,3	— 2,3	— 2,2
		0,5	— 1,1	— 1,3	— 1,4	— 1,6	— 1,7	— 1,9	— 2	— 2	— 2	— 2	— 1,9	— 1,8	— 1,7
		0,7	— 0,7	— 0,8	— 1	— 1,2	— 1,3	— 1,5	— 1,6	— 1,6	— 1,6	— 1,5	— 1,4	— 1,3	— 1,2
		0,9	— 0,2	— 0,4	— 0,6	— 0,8	— 0,9	— 1,1	— 1,2	— 1,2	— 1,2	— 1	— 0,9	— 0,8	— 0,7
	moyenne	0,3	— 1,4	— 1,5	— 1,6	— 1,8	— 1,9	— 2,1	— 2,2	— 2,2	— 2,2	— 2,2	— 2,1	— 2,1	— 2
		0,5	— 1	— 1,2	— 1,3	— 1,4	— 1,5	— 1,7	— 1,8	— 1,8	— 1,8	— 1,8	— 1,7	— 1,6	— 1,5
		0,7	— 0,6	— 0,7	— 0,9	— 1,1	— 1,2	— 1,4	— 1,4	— 1,4	— 1,4	— 1,4	— 1,3	— 1,2	— 1,1
		0,9	— 0,2	— 0,4	— 0,5	— 0,7	— 0,8	— 1	— 1,1	— 1,1	— 1,1	— 0,9	— 0,8	— 0,7	— 0,6
	lourde	0,3	— 1,1	— 1,2	— 1,3	— 1,4	— 1,5	— 1,6	— 1,7	— 1,8	— 1,8	— 1,8	— 1,8	— 1,7	— 1,7
		0,5	— 0,7	— 0,8	— 1	— 1,1	— 1,2	— 1,3	— 1,4	— 1,5	— 1,5	— 1,5	— 1,5	— 1,4	— 1,4
		0,7	— 0,4	— 0,5	— 0,6	— 0,8	— 0,9	— 1	— 1,1	— 1,2	— 1,2	— 1,2	— 1,1	— 1,1	— 1
		0,9	— 0,1	— 0,2	— 0,3	— 0,5	— 0,6	— 0,7	— 0,8	— 0,9	— 0,9	— 0,9	— 0,8	— 0,7	— 0,6
SEPTEMBRE	légère	0,3	— 4,8	— 4,9	— 5	— 5,2	— 5,3	— 5,5	— 5,6	— 5,6	— 5,6	— 5,6	— 5,6	— 5,5	— 5,4
		0,5	— 4,5	— 4,6	— 4,8	— 4,9	— 5,1	— 5,2	— 5,3	— 5,3	— 5,4	— 5,3	— 5,2	— 5,1	— 5
		0,7	— 4,2	— 4,3	— 4,5	— 4,6	— 4,8	— 4,9	— 5	— 5,1	— 5,1	— 5	— 4,9	— 4,8	— 4,7
		0,9	— 3,9	— 4	— 4,2	— 4,3	— 4,5	— 4,6	— 4,7	— 4,9	— 4,9	— 4,7	— 4,6	— 4,5	— 4,4
	moyenne	0,3	— 4,3	— 4,4	— 4,5	— 4,7	— 4,8	— 5	— 5	— 5	— 5	— 5	— 5	— 5	— 4,9
		0,5	— 4,1	— 4,1	— 4,3	— 4,4	— 4,6	— 4,7	— 4,8	— 4,8	— 4,9	— 4,8	— 4,7	— 4,6	— 4,5
		0,7	— 3,8	— 3,9	— 4	— 4,1	— 4,3	— 4,4	— 4,5	— 4,6	— 4,6	— 4,5	— 4,4	— 4,3	— 4,2
		0,9	— 3,5	— 3,6	— 3,8	— 3,9	— 4,1	— 4,1	— 4,2	— 4,4	— 4,4	— 4,2	— 4,1	— 4,1	— 4
	lourde	0,3	— 3,5	— 3,6	— 3,7	— 3,8	— 3,9	— 4	— 4,2	— 4,2	— 4,2	— 4,2	— 4,2	— 4,2	— 4,2
		0,5	— 3,3	— 3,4	— 3,5	— 3,6	— 3,7	— 3,9	— 3,9	— 4	— 4	— 4,1	— 4	— 3,9	— 3,9
		0,7	— 3,1	— 3,2	— 3,3	— 3,4	— 3,5	— 3,6	— 3,7	— 3,8	— 3,9	— 3,9	— 3,8	— 3,7	— 3,6
		0,9	— 3	— 3	— 3	— 3,2	— 3,3	— 3,4	— 3,5	— 3,6	— 3,7	— 3,7	— 3,6	— 3,5	— 3,4

TABLEAU 2.3.XV — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES HORIZONTALES [°C]

Température intérieure des locaux 25 [°C]

ENSOLEILLEES

LATITUDE 45° NORD

MOIS	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE												
			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
JUIN	légère	0,3	1,2	0,9	0,6	0,4	0,2	0	0	0	0,1	0,3	0,5	0,8	1
		0,5	4,5	4,1	3,8	3,4	3,2	3	3	3,1	3,3	3,6	3,9	4,4	5
		0,7	7,9	7,3	6,9	6,5	6,2	6	6	6,2	6,5	6,9	7,4	7,9	8,4
		0,9	10,3	10,5	10	9,7	9,2	9	9	9,3	9,7	10,2	10,9	11,4	11,8
	moyenne	0,3	1,1	0,8	0,5	0,4	0,2	0	0	0	0	0,3	0,5	0,7	0,9
		0,5	4	3,7	3,4	3,1	2,9	2,7	2,7	2,8	3	3,2	3,5	4	4,5
		0,7	7,1	6,6	6,2	5,9	5,6	5,4	5,4	5,6	5,9	6,2	6,7	7,1	7,6
		0,9	9,3	9,4	9	8,7	8,3	8,1	8,1	8,4	8,7	9,2	9,8	10,3	10,6
	lourde	0,3	1,1	0,9	0,7	0,4	0,3	0,2	0	0	0	0,1	0,2	0,4	0,6
		0,5	3,7	3,4	3,1	2,9	2,6	2,4	2,2	2,2	2,3	2,5	2,7	3	3,3
		0,7	6,5	6	5,5	5,2	4,9	4,7	4,5	4,5	4,7	4,9	5.2	5,6	6
		0,9	5,6	7,8	8	7,6	7,3	7	6,8	6,8	7	7,3	7,7	8,3	8,6
JUILLET	légère	0,3	3	2,7	2,4	2,1	1,9	1,8	1,7	1,7	1,8	2	2,3	2,5	2,7
		0,5	6,1	5,7	5,4	5	4,8	4,6	4,6	4,7	4,9	5,2	5,5	5,9	6,5
		0,7	9,3	8,8	8,3	7,9	7,6	7,5	7,4	7,6	7,9	8,3	8,8	9,3	9,8
		0,9	12,6	11,8	11,2	10,8	10,3	10,3	10,2	10,6	10,9	11,4	12	12,7	13,1
	moyenne	0,3	2,7	2,4	2,2	1,9	1,7	1,6	1,5	1,5	1,6	1,8	2,1	2,2	2,4
		0,5	5,5	5,1	4,9	4,5	4,3	4,1	4,1	4,2	4,4	4,7	5	5,3	5,9
		0,7	8,4	7,9	7,5	7,1	6,8	6,7	6,7	6,8	7,1	7,5	7,9	8,4	8,8
		0,9	11,3	11,6	10,1	9,7	9,3	9,3	9,2	9,6	9,8	10,3	10,8	11,4	11,8
	lourde	0,3	2,6	2,3	2	1,8	1,6	1,4	1,4	1,3	1,3	1,4	1,5	1,7	1,9
		0,5	4,9	4,6	4,3	4,1	3,8	3,6	3,5	3,5	3,6	3,7	3,9	4,2	4,5
		0,7	7,4	7	6,7	6,3	6	5,8	5,7	5,6	5,8	6	6,3	6,7	7
		0,9	10,1	9,5	8,9	8,5	8,2	7,8	7,8	7,7	8	8,3	8,7	9,1	9,6
AOUT	légère	0,3	2,3	2	1,7	1,5	1,3	1,1	1,1	1,1	1,2	1,3	1,6	1,8	2
		0,5	5	4,6	4,3	3,9	3,7	3,5	3,5	3,6	3,7	4	4,4	4,7	4,9
		0,7	7,7	7,2	6,8	6,4	6,1	5,9	5,9	6	6,3	6,7	7,1	7,6	8,1
		0,9	10,4	9,8	9,3	8,8	8,5	8,3	8,3	8,4	8,8	9,4	9,8	10,5	11,3
	moyenne	0,3	2,1	1,8	1,5	1,4	1,3	1	1	1	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8
		0,5	4,5	4,1	3,9	3,5	3,3	3,1	3,1	3,2	3,3	3,6	4	4,2	4,4
		0,7	6,9	6,5	6,1	5,8	5,5	5,3	5,3	5,4	5,7	6	6,4	6,8	7,3
		0,9	9,4	8,8	8,4	7,9	7,7	7,5	7,5	7,6	7,9	8,5	8,8	9,5	10,2
	lourde	0,3	1,9	1,7	1,5	1,3	1,1	1	8,3	8,3	8,3	0,9	1	1,2	1,4
		0,5	4,1	3,8	3,5	3,3	3	2,8	2,6	2,6	2,7	2,8	3	3,3	3,6
		0,7	6,1	5,8	5,5	5,1	4,8	4,6	4,5	4,5	4,5	4,8	5,1	5,4	5,8
		0,9	8,4	7,9	7,4	7	6,7	6,4	6,3	6,3	6,4	6,7	7,1	7,4	8
SEPTEMBRE	légère	0,3	— 1,5	— 1,8	— 2	— 2,3	— 2,5	— 2,6	— 2,7	— 2,7	— 2,6	— 2,5	— 2,3	— 2,1	— 1,9
		0,5	0,4	0,1	— 0,1	— 0,4	— 0,7	— 0,8	— 0,9	— 0,8	— 0,7	— 0,5	— 0,1	0,1	0,3
		0,7	2,5	2,1	1,7	1,4	1,1	0,9	0,8	0,9	1,2	1,5	1,9	2,3	2,7
		0,9	4,6	4	3,5	3,2	2,9	2,6	2,5	2,6	3,2	3,5	3,9	4,5	5,1
	moyenne	0,3	— 1,4	— 1,6	— 1,8	— 2,1	— 2,2	— 2,3	— 2,4	— 2,4	— 2,3	— 2,2	— 2,1	— 1,9	— 1,7
		0,5	0,4	0,1	— 0,1	— 0,4	— 0,6	— 0,7	— 0,8	— 0,7	— 0,6	— 0,5	— 0,1	0,1	0,3
		0,7	2,2	1,9	1,5	1,3	1	0,8	0,7	0,8	1,1	1,4	1,7	2,1	2,4
		0,9	4,1	3,6	3,1	2,9	2,6	2,3	2,3	2,3	2,9	3,1	3,5	4	4,6
	lourde	0,3	— 0,8	— 1,1	— 1,4	— 1,5	— 1,7	— 1,9	— 2	— 2	— 2	— 2	— 1,9	— 1,7	— 1,6
		0,5	0,5	0,3	0,1	— 0,1	— 0,3	— 0,5	— 0,6	— 0,7	— 0,6	— 0,5	— 0,4	— 0,1	0,1
		0,7	2,1	1,9	1,6	1,3	1,1	0,8	0,7	0,6	0,7	0,9	1,1	1,4	1,7
		0,9	4	3,5	3	3,7	2,4	2,2	2	1,9	2	2,4	2,7	3	3,4

TABLEAU 2.3.XVI — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES PAROIS EXTERIEURES HORIZONTALES [°C]

Température intérieure des locaux 25 [°C]

A L'OMBRE

LATITUDE 45° NORD

MOIS	TYPE DE CONSTRUCTION	FACTEUR D'ABSORPTION	HEURE												
			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
JUIN	légère	0,3	— 2,8	— 3	— 3,1	— 3,3	— 3,5	— 3,6	— 3,7	— 3,8	— 3,8	— 3,7	— 3,7	— 3,5	— 3,3
		0,5	— 2,3	— 2,4	— 2,6	— 2,8	— 3	— 3,1	— 3,2	— 3,2	— 3,2	— 3,2	— 3,1	— 3	— 2,9
		0,7	— 1,7	— 1,9	— 2,1	— 2,3	— 2,4	— 2,6	— 2,7	— 2,7	— 2,7	— 2,6	— 2,5	— 2,4	— 2,3
		0,9	— 1,2	— 1,4	— 1,6	— 1,8	— 2	— 2,1	— 2,2	— 2,2	— 2,2	— 2,2	— 1,9	— 2	— 1,9
	moyenne	0,3	— 2,5	— 2,7	— 2,8	— 3	— 3,1	— 3,2	— 3,3	— 3,3	— 3,3	— 3,3	— 3,3	— 3,1	— 3
		0,5	— 2,1	— 2,2	— 2,3	— 2,5	— 2,7	— 2,8	— 2,9	— 2,9	— 2,9	— 2,9	— 2,8	— 2,7	— 2,6
		0,7	— 1,5	— 1,7	— 1,9	— 2,1	— 2,2	— 2,3	— 2,4	— 2,4	— 2,4	— 2,3	— 2,2	— 2,2	— 2,1
		0,9	— 1,1	— 1,3	— 1,4	— 1,6	— 1,8	— 1,9	— 2	— 2	— 2	— 2	— 1,7	— 1,8	— 1,7
	lourde	0,3	— 1,9	— 2,1	— 2,3	— 2,3	— 2,5	— 2,6	— 2,7	— 2,8	— 2,9	— 2,9	— 2,8	— 2,8	— 2,6
		0,5	— 1,6	— 1,7	— 1,8	— 2	— 2,1	— 2,3	— 2,3	— 2,4	— 2,4	— 2,4	— 2,4	— 2,3	— 2,3
		0,7	— 1,2	— 1,3	— 1,4	— 1,6	— 1,7	— 1,8	— 2	— 2	— 2	— 2	— 2	— 1,9	— 1,8
		0,9	— 0,7	— 0,9	— 1,1	— 1,2	— 1,4	— 1,5	— 1,6	— 1,7	— 1,7	— 1,7	— 1,7	— 1,4	— 1,5
JUILLET	légère	0,3	— 0,9	— 1	— 1,2	— 1,3	— 1,5	— 1,6	— 1,7	— 1,8	— 1,8	— 1,8	— 1,7	— 1,6	— 1,5
		0,5	— 0,3	— 0,5	— 0,7	— 0,8	— 1	— 1,1	— 1,2	— 1,3	— 1,3	— 1,2	— 1,1	— 1	— 0,9
		0,7	0,1	0	— 0,2	— 0,3	— 0,5	— 0,6	— 0,7	— 0,8	— 0,8	— 0,7	— 0,6	— 0,4	— 0,2
		0,9	0,3	0,5	0,3	0,2	0	— 0,1	— 0,2	— 0,3	— 0,3	— 0,2	— 0,1	— 0,2	— 0,4
	moyenne	0,3	— 0,8	— 0,9	— 1,1	— 1,2	— 1,3	— 1,4	— 1,5	— 1,6	— 1,6	— 1,6	— 1,5	— 1,4	— 1,3
		0,5	— 0,3	— 0,5	— 0,6	— 0,7	— 0,9	— 1	— 1,1	— 1,2	— 1,2	— 1,1	— 1	— 0,9	— 0,8
		0,7	0,1	0	— 0,2	— 0,3	— 0,5	— 0,5	— 0,6	— 0,7	— 0,7	— 0,6	— 0,5	— 0,4	— 0,2
		0,9	0,3	0,5	0,3	0,2	0	— 0,1	— 0,2	— 0,3	— 0,3	— 0,2	— 0,1	— 0,2	— 0,4
	lourde	0,3	— 0,6	— 0,7	— 0,8	— 0,9	— 1	— 1,1	— 1,2	— 1,3	— 1,4	— 1,4	— 1,4	— 1,3	— 1,2
		0,5	— 0,1	— 0,2	— 0,4	— 0,5	— 0,6	— 0,8	— 0,8	— 0,9	— 1	— 1	— 0,9	— 0,8	— 0,8
		0,7	0,2	0,1	0	— 0,2	— 0,2	— 0,4	— 0,5	— 0,5	— 0,6	— 0,6	— 0,5	— 0,5	— 0,3
		0,9	0,2	0,2	0,4	0,2	0,2	0	— 0,1	— 0,2	— 0,3	— 0,2	— 0,2	— 0,1	— 0,2
AOUT	légère	0,3	— 1	— 1,2	— 1,3	— 1,5	— 1,6	— 1,8	— 1,9	— 1,9	— 1,9	— 1,9	— 1,8	— 1,7	— 1,6
		0,5	— 0,6	— 0,7	— 0,9	— 1,1	— 1,2	— 1,4	— 1,5	— 1,5	— 1,5	— 1,5	— 1,4	— 1,3	— 1,2
		0,7	— 0,1	— 0,3	— 0,5	— 0,7	— 0,8	— 1	— 1	— 1,1	— 1,1	— 1	— 0,9	— 0,8	— 0,7
		0,9	0,3	0,1	— 0,1	— 0,3	— 0,4	— 0,6	— 0,6	— 0,5	— 0,5	— 0,4	— 0,5	— 0,4	— 0,3
	moyenne	0,3	— 0,9	— 1,1	— 1,2	— 1,3	— 1,4	— 1,6	— 1,7	— 1,7	— 1,7	— 1,7	— 1,6	— 1,5	— 1,4
		0,5	— 0,5	— 0,6	— 0,8	— 1	— 1,1	— 1,3	— 1,4	— 1,4	— 1,4	— 1,4	— 1,3	— 1,2	— 1,1
		0,7	— 0,1	— 0,3	— 0,5	— 0,6	— 0,7	— 0,9	— 0,9	— 1	— 1	— 0,9	— 0,8	— 0,7	— 0,6
		0,9	0,3	0,1	— 0,1	— 0,3	— 0,4	— 0,5	— 0,5	— 0,5	— 0,5	— 0,4	— 0,5	— 0,4	— 0,3
	lourde	0,3	— 0,7	— 0,8	— 0,9	— 1	— 1,1	— 1,2	— 1,4	— 1,4	— 1,4	— 1,4	— 1,4	— 1,4	— 1,3
		0,5	— 0,5	— 0,5	— 0,5	— 0,7	— 0,8	— 0,9	— 1,1	— 1,1	— 1,1	— 1,1	— 1,1	— 1,1	— 1
		0,7	0	— 0,1	— 0,2	— 0,4	— 0,5	— 0,6	— 0,8	— 0,8	— 0,8	— 0,8	— 0,8	— 0,7	— 0,6
		0,9	0,3	0,2	0,1	— 0,1	— 0,2	— 0,3	— 0,5	— 0,5	— 0,4	— 0,4	— 0,3	— 0,4	— 0,3
SEPTEMBRE	légère	0.3	— 4,2	— 4,3	— 4,5	— 4,7	— 4,8	— 4,9	— 5,1	— 5,1	— 5,1	— 5,1	— 5	— 4,9	— 4,8
		0,5	— 3,9	— 4	— 4,2	— 4,4	— 4,5	— 4,7	— 4,8	— 4,8	— 4,8	— 4,8	— 4,7	— 4,6	— 4,5
		0,7	— 3,6	— 3,7	— 3,9	— 4,1	— 4,3	— 4,4	— 4,5	— 4,5	— 4,5	— 4,5	— 4,4	— 4,3	— 4,2
		0,9	— 3,3	— 3,4	— 3,6	— 3,8	— 4,1	— 4,2	— 4,2	— 4,2	— 4,2	— 4,2	— 4,1	— 4	— 3,9
	moyenne	0,3	— 3,8	— 3,9	— 4	— 4,2	— 4,3	— 4,4	— 4,6	— 4,6	— 4,6	— 4,6	— 4,5	— 4,4	— 4,3
		0,5	— 3,5	— 3,6	— 3,8	— 4	— 4	— 4,2	— 4,3	— 4,3	— 4,3	— 4,3	— 4,2	— 4,1	— 4
		0,7	— 3,2	— 3,3	— 3,5	— 3,7	— 3,9	— 4	— 4,1	— 4,1	— 4,1	— 4,1	— 4	— 3,9	— 3,8
		0,9	— 3	— 3,1	— 3,2	— 3,4	— 3,7	— 3,8	— 3,8	— 3,8	— 3,8	— 3,8	— 3,7	— 3,6	— 3,5
	lourde	0,3	— 3,1	— 3,2	— 3,3	— 3,4	— 3,6	— 3,6	— 3,7	— 3,9	— 3,9	— 3,9	— 3,9	— 3,8	— 3,7
		0,5	— 3	— 3	— 3	— 3,2	— 3,3	— 3,4	— 3,6	— 3,6	— 3,6	— 3,6	— 3,6	— 3,6	— 3,5
		0,7	— 2,6	— 2,7	— 2,8	— 2,9	— 3,1	— 3,3	— 3,3	— 3,4	— 3,4	— 3,4	— 3,4	— 3,3	— 3,3
		0,9	— 2,4	— 2,5	— 2,6	— 2,7	— 2,9	— 3,1	— 3,2	— 3,2	— 3,2	— 3,2	— 3,2	— 3,1	— 3

TABLEAU 2.3.XVII — ECART VIRTUEL DE TEMPERATURE DES VITRAGES ENSOLEILLES

Température intérieure des locaux 25 [°C]

LATITUDE NORD	MOIS	TYPE DE CONSTRUCTION	HEURE												
			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
45°	JUIN	légère	— 4,8	— 3,3	— 1,5	0,2	1,8	2,8	3,6	4	4	3,6	3,1	2,4	2,1
		moyenne	— 4,3	— 3	— 1,3	0,2	1,6	2,5	3,2	3,6	3,6	3,2	2,8	2,2	1,9
		lourde	— 4,7	— 3,6	— 2,5	— 1,1	0,2	1,4	2,1	2,7	3	3	2,7	2,3	1,8
	JUILLET	légère	— 2,8	— 1,3	0,4	2,2	3,8	4,8	5,6	6	6	5,6	5,1	4,4	3,7
		moyenne	— 2,5	— 1,2	0,4	2	3,4	4,3	5	5,4	5,4	5	4,6	4	3,3
		lourde	— 3,2	— 2,1	— 1	0,3	1,7	2,9	3,6	4,2	4,5	4,5	4,2	3,9	3,3
	AOUT	légère	— 2,8	— 1,3	0,4	2,2	3,8	4,8	5,6	6	6	5,6	5,1	4,4	3,7
		moyenne	— 2,5	— 1,2	0,4	2	3,4	4,3	5	5,4	5,4	5	4,6	4	3,3
		lourde	— 3,2	— 2,1	— 1	0,3	1,7	2,9	3,6	4,2	4,5	4,5	4,2	3,9	3,3
	SEPTEMBRE	légère	— 5,8	— 4,3	— 2,5	— 0,7	0,8	1,8	2,6	3	3	2,6	2,1	1,4	0,7
		moyenne	— 5,2	— 3,9	— 2,2	— 0,6	0,7	1,6	2,3	2,7	2,7	2,3	1,9	1,3	0,6
		lourde	— 5,5	— 4,4	— 3,3	— 1,9	— 0,5	0,6	1,4	2	2,3	2,3	2	1,6	1,1
49°	JUIN	légère	— 5,1	— 3,7	— 2,1	— 0,5	0,9	2	2,7	3,1	3,1	2,8	2,4	1,7	1
		moyenne	— 4,6	— 3,3	— 1,9	— 0,5	0,8	1,8	2,4	2,8	2,8	2,5	2,2	1,5	0,9
		lourde	— 5	— 3,9	— 2,8	— 1,6	— 0,4	0,7	1,5	2	2,3	2,3	2,1	1,8	1,3
	JUILLET	légère	— 3,1	— 1,7	— 0,1	1,4	2,9	4	4,7	5,1	5,1	4,8	4,4	3,7	3
		moyenne	— 2,8	— 1,5	— 0,1	1,3	2,6	3,6	4,2	4,6	4,6	4,3	4	3,3	2,7
		lourde	— 3,3	— 2,3	— 1,3	— 0,1	1,1	2,2	3	3,6	3,9	3,9	3,6	3,3	2,8
	AOUT	légère	— 3,1	— 1,7	— 0.1	1,4	2,9	4	4,7	5,1	5,1	4,8	4,4	3,7	3
		moyenne	— 2,8	— 1,5	— 0,1	1,3	2,6	3,6	4,2	4,6	4,6	4,3	4	3,3	2,7
		lourde	— 3,3	— 2,3	— 1,3	— 0,1	1,1	2,2	3	3,6	3,9	3,9	3,6	3,3	2,8
	SEPTEMBRE	légère	— 6,1	— 4,7	— 3,1	— 1,5	0	1	1,7	2,1	2,1	1,8	1,4	0,7	0
		moyenne	— 5,5	— 4,2	— 2,8	— 1,3	0	0,9	1,5	1,9	1,9	1,6	1,3	0,6	0
		lourde	— 5,6	— 4,6	— 3,6	— 2,3	— 1,1	0	0 8	1,3	1,6	1,6	1,4	1,1	0,5

FAÇADE OUEST

2.4 - ETUDE D'UN CAS

En vue de la climatisation d'un Centre Electronique de Gestion dont le plan est donné aux **figures 2.4.a et 2.4.b**, on se propose de calculer les charges de climatisation qui permettront de déterminer le traitement d'air approprié.

La partie climatisée de ce centre comprend, outre la salle de mécanographie, quatre locaux adjacents :

— une cartothèque
— un local de stockage des bandes magnétiques
— deux bureaux.

Les autres locaux ne sont pas climatisés.

La durée d'occupation et d'éclairement des locaux climatisés est de 9 heures à 18 heures.

Ce centre est situé dans la région parisienne (altitude 89 m, climat brumeux et chargé de poussières).

Données

Les conditions climatiques à réaliser à l'intérieur des locaux sont 22 [°C] et 50 [%].

Les charges intérieures constantes sont respectivement :

● salle de mécanographie :

— dégagement calorifique de l'ordinateur : 75 [kW] (fonctionnement continu)

— éclairage : 4 000 [W] (luminaires fluorescents encastrés)

— nombre d'occupants : 12 personnes (hommes)

● cartothèque :

— éclairage : 900 [W] (luminaires fluorescents encastrés)

— nombre de personnes : 1 personne (femme)

● local de stockage des bandes magnétiques :

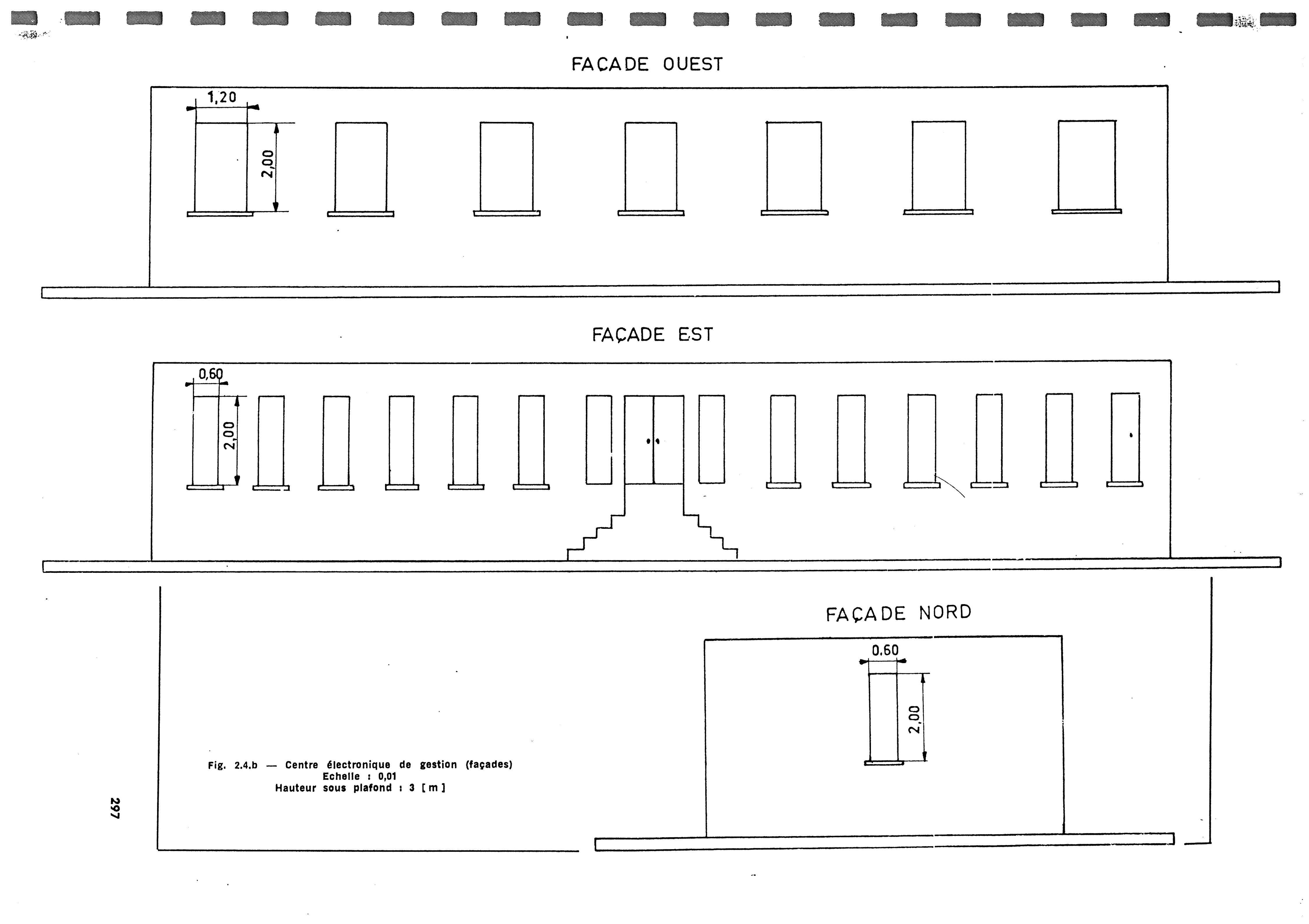


Fig. 2.4.b — Centre électronique de gestion (façades)
Echelle : 0,01
Hauteur sous plafond : 3 [m]

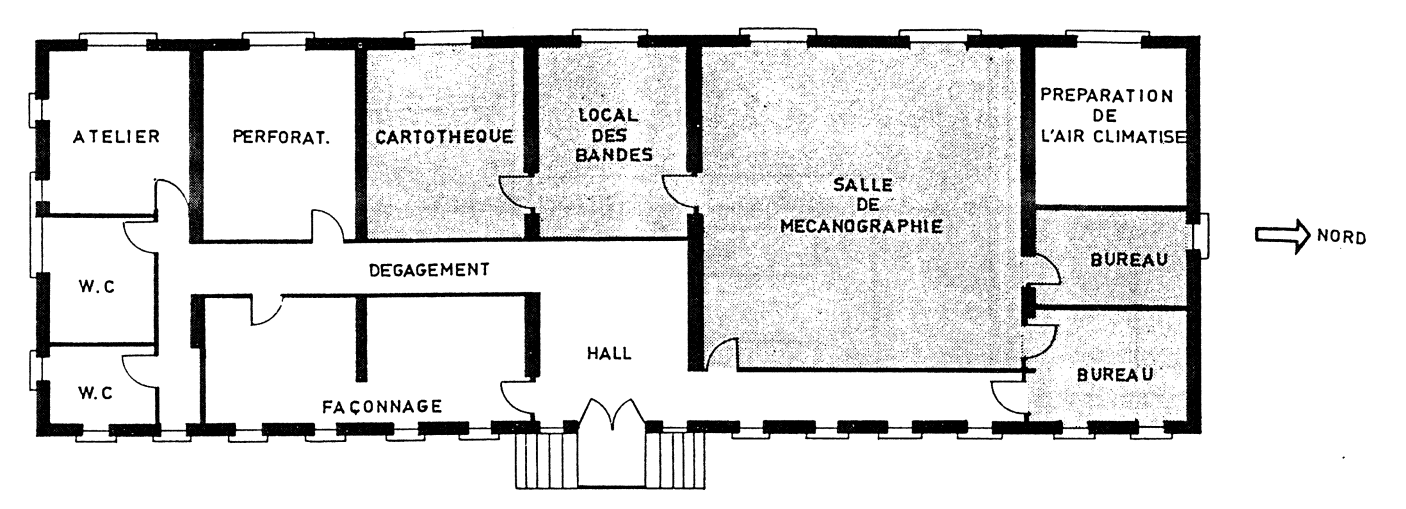


Fig. 2.4.a — Centre électronique de gestion (coupe)—Echelle : 0,01—Hauteur sous plafond : 3 [m]

— éclairage : 900 [W] (luminaires fluorescents non encastrés)

— nombre de personnes : 2 personnes (femmes)

● bureaux :

— éclairage : 600 [W] (luminaires fluorescents non encastrés)

— nombre de personnes : 1 personne (femme)

— machines de bureau : 1 000 [W] (fonctionnement de 9 à 18 heures).

Descriptif de la construction

Le mur extérieur est en pierre calcaire tendre (couleur de tonalité claire) ; son épaisseur est 30 [cm] et il est enduit intérieurement.

Les cloisons comportent une isolation thermique et phonique efficace.

Le plancher bas est revêtu d'une moquette collée.

On pourra considérer les apports par les planchers négligeables en raison d'un plenum de soufflage en faux plancher et d'un plenum de reprise en faux plafond.

Les fenêtres sont à huisserie métallique ; elles sont fixes et considérées comme étanches. Les vitres sont en Parsol bronze de 18 [mm] d'épaisseur et sans protection.

On pourra négliger les apports par les locaux adjacents et les dégagements, mais on tiendra compte des infiltrations dues aux portes et aux fenêtres.

L'expérience montre que les débits massiques moyens d'infiltration dus aux fenêtres et portes extérieures considérées comme étanches sont donnés par le tableau ci-dessous :

NOMBRE DE PAROIS EXTERIEURES AYANT DES FENETRES OU DES PORTES	DEBIT MASSIQUE D'INFILTRATION [kg/h m³ de local]
1	1,1
2	1,8
3	2,2
4	2,5

Les aires des vitrages ou des parois seront relevées sur le plan de la **figure 2.4.a** à l'échelle 0,01.

L'examen du plan des locaux à climatiser (**fig. 2.4.a et 2.4.b**) montre que les apports par la façade Ouest seront les plus importants. En effet, cette façade comporte quatre larges fenêtres orientées vers l'Ouest, alors que la façade Est n'en a que deux très petites.

On obtiendra par conséquent les charges maximales de l'ensemble des locaux à climatiser à l'heure où l'ensoleillement est maximal sur la façade Ouest.

La latitude du Centre Electronique de Gestion est environ 48° Nord (**tableau 3.1.II**, deuxième partie). Le moment où les apports effectifs par les vitrages orientés à l'Ouest seront maximaux se situe au mois de **juin, vers 17 heures** (**tableau 2.2.VI**). C'est à cet instant que nous calculerons les charges de climatisation de tous les locaux.

La présence de faux-planchers, de moquette et de cloisons efficacement isolées nous permet de classer ce type de construction dans la **catégorie légère** en ce qui concerne le choix du coefficient M et de l'écart virtuel de température.

Ainsi, le coefficient M relatif aux apports dus à l'éclairage permanent des bureaux orientés au nord se lit dans les **tableaux 1.3.II et 1.3.III** (luminaires fluorescents).

La construction du bâtiment est du type léger ; la durée de l'éclairage est 9 heures (9 h à 18 h) et le temps écoulé après l'allumage jusqu'à l'heure considérée pour le calcul des apports est 8 heures (9 h à 17 h). On lit dans ce cas :

$$M = 0,98$$

Le calcul du $\Delta\theta_{ev}$ de chaque paroi (mur extérieur et vitrage) fait intervenir la relation (2.3.D), puisque tous les locaux sont à 22 [°C] et que les **tables 2.3.V** et suivantes sont établies pour une température intérieure de 25 [°C].

L'ensemble des charges particulières de chaque local peut être rassemblé dans une **feuille-type de calcul**.

Nous présentons ci-après les feuilles-types de calcul des cinq locaux à climatiser.

Les résultats globaux sont donc les suivants :

LOCAL	ENTHALPIE [W]	HUMIDITE [g/h]
Cartothèque	2 294	203
Local des bandes	2 563	212
Salle de mécanographie	83 766	1 916
Bureau Nord	2 013	115
Bureau Nord et Est	2 222	123

CHARGES DE CLIMATISATION

Bâtiment : Centre Electronique de Gestion		Situation : Région parisienne	
Etage : Rez-de-chaussée		Latitude : 48 ° Nord	
Local : Bureau Nord et Est		Mois : Juin	
Orientation(s) : Nord et Est		Heure : 17 heures	

CONDITIONS DE BASE ETE	θ [°C]	φ [%]	r [g/kgas]	h [kJ/kgas]
Intérieures	22	50	8,2	43,5
Extérieures	30	40	10,7	57,7

CHARGES DUES A L'ENVIRONNEMENT EXTERIEUR

ENSOLEILLEMENT DES VITRAGES

Orientation	Aire brute [m²]	Coefficient d'encadrement k_1	Coefficient de correction N (vitrage simple) ou Facteur solaire F (vitrage spécial, protégé)	Q_{maxi} (2.2.XV) ou Q_{eff} (2.2.I à 2.2.VI) [W/m²]	Coefficient d'altitude et de climat (2.2.VII)	Charge [W]
Est	2 × 1,2	1,17	0,58 (2.2.XVII)	31	0,87	44

PAROIS EXTERIEURES

Orientation	Facteur d'absorption	Type de structure	Aire utile [m²]	Coefficient K [W/m² °C]	Ecart virtuel de température $\Delta\theta_{ev}$ (2.3.V et suivants)	Charge [W]
Nord	0,5	légère	6,6	2,1 (D.T.U)	8,9	123
Est	0,5	»	6,3	2,1	8,5	112
Vitrage Est ...	—	»	2,4	3,4 (2.2.XVII)	4,3	35

INFILTRATIONS D'AIR EXTERIEUR

Type d'apport	Débit massique d'air d'infiltration [kg/h, m³]	Volume du local [m³]	h_i [kJ/kgas]	h_e kJ/kgas	r_i [g/kgas]	r_e [g/kgas]	Charge [W] ou [g/h]
Enthalpie	1,1	19,2	43,5	57,7	—	—	84
Humidité	1,1	19,2	—	—	8,2	10,7	53

CHARGES DUES A L'ENVIRONNEMENT INTERIEUR

OCCUPANTS

Type d'apport	Nombre d'occupants	Coefficient d'occupation (hommes ou femmes)	Type d'activité	Apport d'enthalpie par occupant [W/pers]	Apport d'humidité par occupant [g/h, pers]	Charge [W] ou [g/h]
Enthalpie	1	0,8	assise travail modéré	145	—	116
Humidité	1	0,8	— id —	—	88	70

MACHINES ELECTRIQUES, PROCESSUS INDUSTRIELS

Machines de bureau : 1 000 [W]	1000

ECLAIRAGE

Type d'éclairage	Puissance électrique installée [W]	Coefficient M (1.3.II à 1.3.IV)	Coefficient de correction (supports éventuels)	Charge [W]
Luminaires fluorescents non encastrés	600	0,98 (1.3.II)	1,20	708

CHARGES DE CLIMATISATION

Bâtiment : Centre Electronique de Gestion	Situation : Région parisienne
Etage : Rez-de-chaussée	Latitude : 48 ° Nord
Local : Bureau Nord	Mois : Juin
Orientation(s) : Nord	Heure : 17 heures

CONDITIONS DE BASE ETE	θ [°C]	φ [%]	r [g/kgas]	h [kJ/kgas]
Intérieures	22	50	8,2	43,5
Extérieures	30	40	10,7	57,7

CHARGES DUES A L'ENVIRONNEMENT EXTERIEUR

ENSOLEILLEMENT DES VITRAGES

Orientation	Aire brute [m²]	Coefficient d'encadrement k_1	Coefficient de correction N (vitrage simple) ou Facteur solaire F (vitrage spécial, protégé)	Q_{maxi} (2.2.XV) ou Q_{eff} (2.2.I à 2.2.VI) [W/m²]	Coefficient d'altitude et de climat (2.2.VII)	Charge [W]
Nord	1,2	1,17	0,58 (2.2.XVII)	21	0,87	15

PAROIS EXTERIEURES

Orientation	Facteur d'absorption	Type de structure	Aire utile [m²]	Coefficient K [W/m² °C]	Ecart virtuel de température $\Delta\theta_{ev}$ (2.3.V et suivants)	Charge [W]
Mur Nord	0,5	légère	4,5	2,1 (D.T.U)	8,9	84
Vitrage Nord .	—	légère	1,2	3,4 (2.2.XVII)	4,3	18

INFILTRATIONS D'AIR EXTERIEUR

Type d'apport	Débit massique d'air d'infiltration [kg/h, m³]	Volume du local [m³]	h_i [kJ/kgas]	h_e [kJ/kgas]	r_i [g/kgas]	r_e [g/kgas]	Charge [W] ou [g/h]
Enthalpie	1,1	16,5	43,5	57,7	—	—	72
Humidité	1,1	16,5	—	—	8,2	10,7	52

CHARGES DUES A L'ENVIRONNEMENT INTERIEUR

OCCUPANTS

Type d'apport	Nombre d'occupants	Coefficient d'occupation (hommes ou femmes)	Type d'activité	Apport d'enthalpie par occupant [W pers]	Apport d'humidité par occupant [g/h, pers]	Charge [W] ou [g/h]
Enthalpie	1	0,80	assise travail modéré	145	—	116
Humidité	1	0,80	— id —	—	88	70

MACHINES ELECTRIQUES, PROCESSUS INDUSTRIELS

Machines de bureau : 1 000 [W]	1000

ECLAIRAGE

Type d'éclairage	Puissance électrique installée [W]	Coefficient M (1.3.II à 1.3.IV)	Coefficient de correction (supports éventuels)	Charge [W]
Luminaires fluorescents non encastrés	600	0,98 (1.3.II)	1,20	708

CHARGES DE CLIMATISATION

Bâtiment	:	Centre Electronique de Gestion	Situation	:	Région parisienne
Etage	:	Rez-de-chaussée	Latitude	:	48 ° Nord
Local	:	Salle de mécanographie	Mois	:	Juin
Orientation(s)	:	Ouest	Heure	:	17 heures

CONDITIONS DE BASE ETE	θ [°C]	φ [%]	r [g/kgas]	h [kJ/kgas]
Intérieures	22	50	8,2	43,5
Extérieures	30	40	10,7	57,7

CHARGES DUES A L'ENVIRONNEMENT EXTERIEUR

ENSOLEILLEMENT DES VITRAGES

Orientation	Aire brute [m²]	Coefficient d'encadrement k_1	Coefficient de correction N (vitrage simple) ou Facteur solaire F (vitrage spécial, protégé)	Q_{maxi} (2.2.XV) ou Q_{eff} (2.2.I à 2.2.VI) [W/m²]	Coefficient d'altitude et de climat (2.2.VII)	Charge [W]
Ouest	4,8	1,17	0,58 (2.2.XVII)	513 (2.2.V)	0,87	1452

PAROIS EXTERIEURES

Orientation	Facteur d'absorption	Type de structure	Aire utile [m²]	Coefficient K [W/m² °C]	Ecart virtuel de température $\Delta\theta_{ev}$ (2.3.V et suivants)	Charge [W]
Mur Ouest ...	0,5	légère	14,1	2,1 (D.T.U)	25,4	752
Vitrages Ouest	—	légère	4,8	3,4 (2.2.XVII)	4,3	70

INFILTRATIONS D'AIR EXTERIEUR

Type d'apport	Débit massique d'air d'infiltration [kg/h, m³]	Volume du local [m³]	h_i [kJ/kgas]	h_e [kJ/kgas]	r_i [g/kgas]	r_e [g/kgas]	Charge [W] ou [g/h]
Enthalpie	1,1	121	43,5	57,7	—	—	524
Humidité	1,1	121	—	—	8,2	10,7	332

CHARGES DUES A L'ENVIRONNEMENT INTERIEUR

OCCUPANTS

Type d'apport	Nombre d'occupants	Coefficient d'occupation (hommes ou femmes)	Type d'activité	Apport d'enthalpie par occupant [W/pers]	Apport d'humidité par occupant [g/h, pers]	Charge [W] ou [g/h]
Enthalpie	12	1	debout	174	—	2088
Humidité	12	1	debout	—	132	1584

MACHINES ELECTRIQUES, PROCESSUS INDUSTRIELS

Ordinateur : 75 [kW]	75000

ECLAIRAGE

Type d'éclairage	Puissance électrique installée [W]	Coefficient M (1.3.II à 1.3.IV)	Coefficient de correction (supports éventuels)	Charge [W]
Luminaires fluorescents encastrés	4 000	0,97 (1.3.III)	—	3880

CHARGES DE CLIMATISATION

Bâtiment	:	Centre Electronique de Gestion	Situation	:	Région parisienne
Etage	:	Rez-de-chaussée	Latitude	:	48 ° Nord
Local	:	Local des bandes	Mois	:	Juin
Orientation(s)	:	Ouest	Heure	:	17 heures

CONDITIONS DE BASE ETE	θ [°C]	φ [%]	r [g/kgas]	h [kJ/kgas]
Intérieures	22	50	8,2	43,5
Extérieures (3.1.II)	30	40	10,7	57,7

CHARGES DUES A L'ENVIRONNEMENT EXTERIEUR

ENSOLEILLEMENT DES VITRAGES

Orientation	Aire brute [m²]	Coefficient d'encadrement k_1	Coefficient de correction N (vitrage simple) ou Facteur solaire F (vitrage spécial, protégé)	Q_{maxi} (2.2.XV) ou Q_{eff} (2.2. à 2.2.VI) [W/m²]	Coefficient d'altitude et de climat (2.2.VII)	Charge [W]
Ouest	2,4	1,17	0,58 (2.2.XVII)	513 (2.2.V)	0,87	726

PAROIS EXTERIEURES

Orientation	Facteur d'absorption	Type de structure	Aire utile [m²]	Coefficient K [W/m² °C]	Ecart virtuel de température $\Delta\theta_{ev}$ (2.3.V et suivants)	Charge [W]
Mur Ouest ...	0,5	légère	6,3	2,1 (D.T.U)	25,4	336
Vitrage Ouest .	—	légère	2,4	3,4 (2.2.XVII)	4,3	35

INFILTRATIONS D'AIR EXTERIEUR

Type d'apport	Débit massique d'air d'infiltration [kg/h, m³]	Volume du local [m³]	h_i [kJ/kgas]	h_e [kJ/kgas]	r_i [g/kgas]	r_e [g/kgas]	Charge [W] ou [g/h]
Enthalpie	1,1	33	43,5	57,7	—	—	130
Humidité	1,1	33	—	—	8,2	10,7	83

CHARGES DUES A L'ENVIRONNEMENT INTERIEUR

OCCUPANTS

Type d'apport	Nombre d'occupants	Coefficient d'occupation (hommes ou femmes)	Type d'activité	Apport d'enthalpie par occupant [W/pers]	Apport d'humidité par occupant [g/h, pers]	Charge [W] ou [g/h]
Enthalpie	2	0,8	debout	174	—	278
Humidité	2	0,8	debout	—	132	212

MACHINES ELECTRIQUES, PROCESSUS INDUSTRIELS

néant

ECLAIRAGE

Type d'éclairage	Puissance électrique installée [W]	Coefficient M (1.3.II à 1.3.IV)	Coefficient de correction (supports éventuels)	Charge [W]
Luminaires fluorescents non encastrés	900	0,98 (1.3.II)	1,20	1058

CHARGES DE CLIMATISATION

Bâtiment : Centre Electronique de Gestion		Situation : Région parisienne	
Etage : Rez-de-chaussée		Latitude : 48 ° Nord	
Local : Cartothèque		Mois : Juin	
Orientation(s) : Ouest		Heure : 17 heures	

CONDITIONS DE BASE ETE	θ [°C]	φ [%]	r [g/kgas]	h [kJ/kgas]
Intérieures	22	50	8,2	43,5
Extérieures (3.1.II)	30	40	10,7	57,7

CHARGES DUES A L'ENVIRONNEMENT EXTERIEUR

ENSOLEILLEMENT DES VITRAGES

Orientation	Aire brute [m²]	Coefficient d'encadrement k_1	Coefficient de correction N (vitrage simple) ou Facteur solaire F (vitrage spécial, protégé)	Q_{maxi} (2.2.XV) ou Q_{eff} (2.2.I à 2.2.VI) [W/m²]	Coefficient d'altitude et de climat (2.2.VII)	Charge [W]
Ouest	2,4	1,17	0,58 (2.2.XVII)	513 (2.2.V)	0,87	726

PAROIS EXTERIEURES

Orientation	Facteur d'absorption	Type de structure	Aire utile [m²]	Coefficient K [W/m² °C]	Ecart virtuel de température $\Delta\theta$ ev (2.3.V et suivants)	Charge [W]
Mur Ouest	0,5	légère	6,9	2,1 (D.T.U)	25,4	368
Vitrage Ouest .	—	légère	2,4	3,4 (2.2.XVII)	4,3	35

INFILTRATIONS D'AIR EXTERIEUR

Type d'apport	Débit massique d'air d'infiltration [kg/h, m³]	Volume du local [m³]	h_i [kJ/kgas]	h_e [kJ/kgas]	r_i [g/kgas]	r_e [g/kgas]	Charge [W] ou [g/h]
Enthalpie	1,1	35,3	43,5	57,7	—	—	153
Humidité	1,1	35,3	—	—	8,2	10,7	97

CHARGES DUES A L'ENVIRONNEMENT INTERIEUR

OCCUPANTS

Type d'apport	Nombre d'occupants	Coefficient (hommes ou femmes)	Type d'activité	Apport d'enthalpie par occupant [W/pers]	Apport d'humidité par occupant [g/h, pers]	Charge [W] ou [g/h]
Enthalpie	1	0,8	debout	174	—	139
Humidité	1	0,8	debout	—	132	106

MACHINES ELECTRIQUES, PROCESSUS INDUSTRIELS

néant

ECLAIRAGE

Type d'éclairage	Puissance électrique installée [W]	Coefficient M (1.3.II à 1.3.IV)	Coefficient de correction (supports éventuels	Charge [W]
Luminaires fluorescents encastrés	900	0,97 (1.3.III)	—	873

2.5 - BILAN GLOBAL OPTIMISÉ D'UNE CONSTRUCTION

Les calculs précédents ont permis de déterminer la charge calorifique maximale reçue par chaque zone élémentaire: apports par l'environnement extérieur et apports internes dissipés.

Cette charge individuelle, calculée pour le mois et l'heure représentant la crête de puissance frigorifique nécessaire, sert à calculer le débit d'air q_s à souffler ou la capacité de l'équipement individuel spécifique à cette zone.

Par contre, la puissance frigorifique globale à fournir au système n'est pas la somme brute des puissances maximales élémentaires (à fournir à chaque zone ou local), mais une **valeur globale optimisée;** cette évaluation est mise en évidence par un histogramme des besoins heure par heure et pour la journée la plus chaude de l'ensemble des locaux à climatiser.

La **figure 2.5.a** illustre l'évolution des apports au cours d'une journée-type de juin (construction de bureaux dont les façades principales sont orientées respectivement à l'est et à l'ouest:

— charges internes dues à l'éclairage des locaux aveugles d'une valeur dissipée constante,
— charges dues au personnel avec une occupation maximale entre 10,00 et 16,00 avec un léger fléchissement à la pause-repas,
— charges résultant de l'ensoleillement direct des vitrages et de l'insolation des murs (avec effet retardé par l'inertie des parois) extérieurs suivant l'orientation.

Afin de tracer cet histogramme qui constitue une représentation commode des besoins à assurer, il faut reprendre le calcul des charges de chaque local heure par heure; de cette manière on disposera d'un tableau récapitulatif des besoins globaux horaires et on trouvera ainsi la puissance totale à développer par le groupe frigorifique **(figure 2.5.b.).**

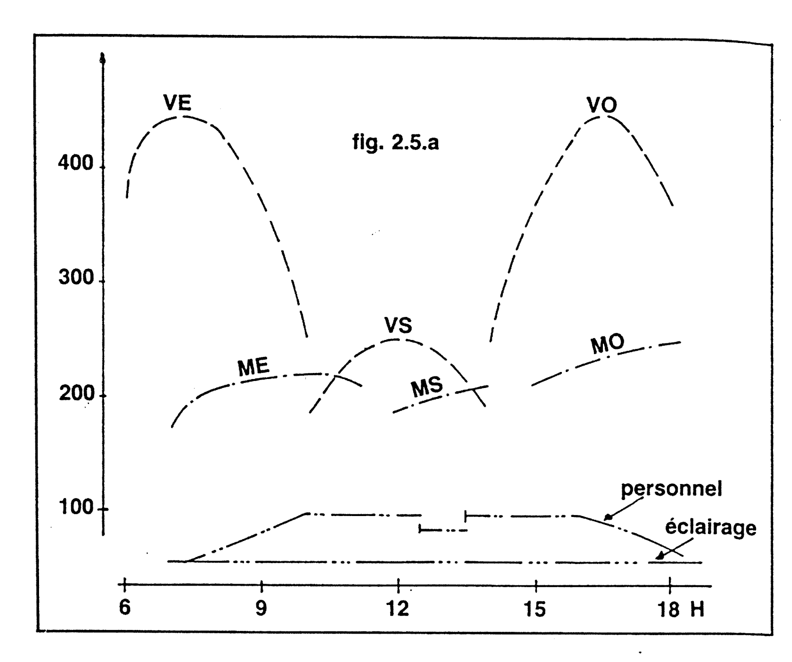
Ce calcul assez fastidieux peut être réalisé par un programme de calcul passant sur ordinateur.

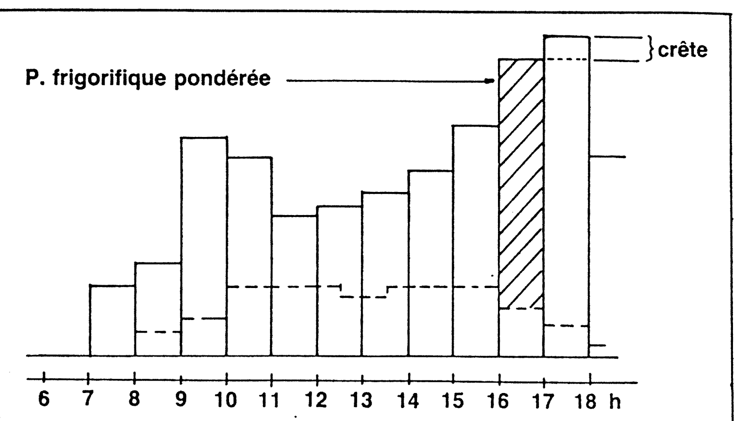
Il est possible aussi d'en limiter l'ampleur en choisissant 3 heures-types caractéristiques: dans le cas de l'immeuble précité, le calcul des charges sera établi pour tous les locaux aux heures suivantes.

— 09.00 h: l'ensoleillement est maximal sur les locaux exposés à l'est mais la température extérieure est normalement modérée,
— 12.00 h: le toit bénéficie d'une insolation maximale (donc intéressant les bureaux ou volumes du dernier niveau),
— 17.00 h: l'ensoleillement est maximal pour la façade ouest et la température au-dehors croît,

et la récapitulation sera de la forme:

apports calo-rifiques à	09.00		12.00		17.00 h	
	charges constantes	charges variables	ch. c.	ch. v.	ch. c.	ch. v.
local a local b local c local n						
bilan global horaire	P_1		P_2		P_3	





La valeur numérique la plus élevée de P_1, P_2, ou P_3 fixera la puissance globale nette réclamée par le système de climatisation en année moyenne.

Cette puissance est dite optimisée car elle correspond à des besoins raisonnés correspondant aux charges normales de l'installation sans surabondance injustifiée.

En effet, la simultanéité de:
— température de l'environnement extérieur élevée,
— fort ensoleillement,
— présence du personnel en totalité,
— utilisation à 100 % des matériels dissipant de la chaleur en service.
sera exceptionnelle; dans ce cas, l'ambiance des pièces climatisées **dérivera vers une élévation momentanée de température, modérée par l'inertie de la construction.**

2.6 - SIMULATION POUR RECHERCHE DU MEILLEUR PROFIL ÉNERGÉTIQUE D'UN BÂTIMENT

Nous avons examiné au paragraphe 2.5 l'intérêt du bilan thermique optimisé des besoins d'un bâtiment donné; cette démarche est intéressante en ce sens qu'elle permet de

déterminer au plus juste la puissance frigo-thermique à développer et à conduire à son économie.

Mais ce bilan définitif, établi a posteriori, peut être précédé d'une démarche **en amont du projet** associant la climatisation au parti architectural.

Dans une installation de climatisation de confort, une partie importante de la charge est due à l'ensoleillement des vitrages et pour les raisons spécifiques suivantes :

1) Le coefficient de transmission thermique K du vitrage **est élevé.**

2) Sa transparence entraîne une **charge instantanée** dans le volume qu'il ferme (qu'il faut absorber, parfois même en hiver).

3) Le flux solaire φ reçu est **important mais pendant quelques heures par jour.**

Des stores et des rideaux extérieurs permettent la protection des vitrages en réduisant leur facteur solaire **F** (cf. **tableaux 2.2.XIX** à **2.2.XXI**) mais au prix d'un équipement mécanique qu'il faut manœuvrer et entretenir : ils ne constituent que des palliatifs.

Une simulation combinée de la géométrie de la construction envisagée et de son bilan thermique doit conduire pas à pas à une meilleure solution énergétique.

2.6.1 - Orientation du bâtiment

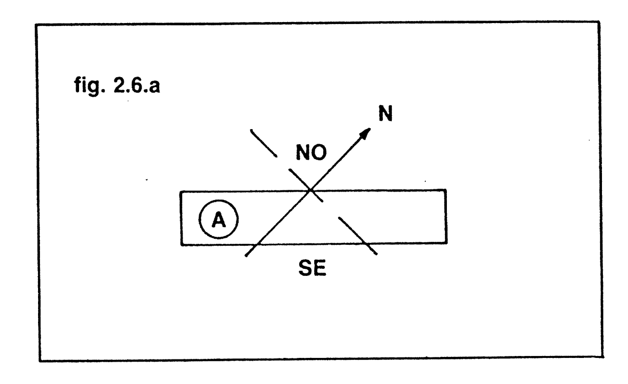
Indépendamment de toute contrainte réglementaire ou locale, une orientation angulaire est plus intéressante qu'une exposition des façades nord-sud puisque le bâtiment concerné recevra des flux instantanés plus modérés et mieux répartis.

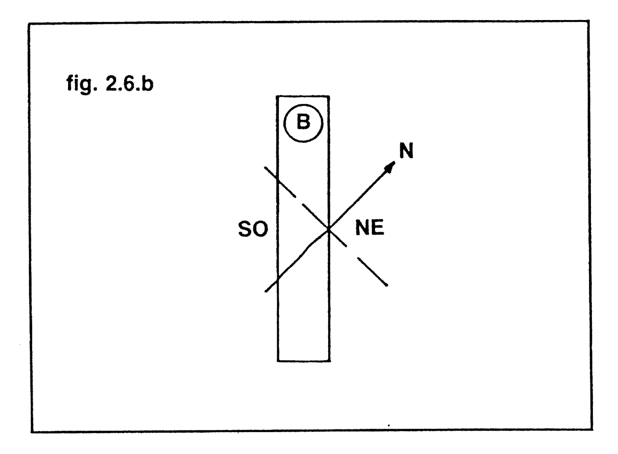
Étude d'un cas :

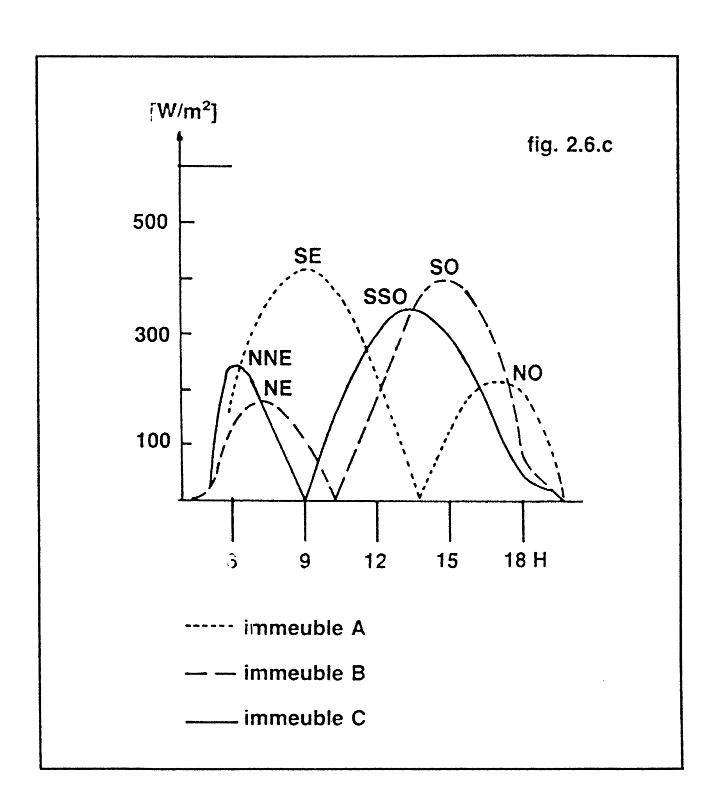
Un bâtiment **A,** à édifier sous une latitude de 50°N, a ses façades principales exposées respectivement au nord-ouest et au sud-est ; ces deux façades ont les mêmes surfaces importantes de vitrage (donc apports solaires significatifs dans le bilan global).

Ce bâtiment doit être comparé au point de vue énergétique avec une construction B de même typologie mais dont l'orientation est différente (façades au nord-est et au sud-ouest **(figures 2.6.a et 2.6.b).**

Une approche de bilan thermique de chaque projet fait ressortir les **crêtes brutes** de charges suivantes en [W] :







Bâtiment **A**		
Flux d'ensoleillement φ maximal	juin	sept.
Sur la façade SE à :		
07.00 h (1)	320	270
08.00 h	396	437
09.00 h	425	509
Sur la façade NO à :		
15.00 h	157	50
16.00 h	295	144
17.00 h	393	182

Bâtiment **B**		
Flux d'ensoleillement φ maximal	juin	sept.
Sur la façade NE à :		
07.00 h (1)	393	182
08.00 h	295	144
09.00 h	157	50
Sur la façade SO à :		
15.00 h	425	509
16.00 h	396	437
17.00 h	320	270

(1) Rappel : il s'agit d'**heure solaire** et non d'heure légale locale.

Au plan énergétique (tous apports autres que solaires étant égaux dans les deux bâtiments), le bâtiment **A** paraît le plus intéressant puisque :

— les flux φ sont maximaux le matin alors que θ_e de l'air à l'extérieur n'atteint pas encore sa plus grande amplitude,

— l'insolation des murs n'a pas encore réchauffé ces parois opaques du fait de leur inertie,

— de 15 à 17.00 h, les flux globaux reçus sont inférieurs à ceux du bâtiment B **(figure 2.6.c).**

Par contre, **A** peut souffrir d'un ensoleillement minime en mi-saison et on pourrait s'orienter vers un compromis c'est-à-dire vers un troisième bâtiment dont les façades seraient NNE et SSO.

2.6.2 - Choix d'éléments fixes de protection contre l'ensoleillement

La recherche de la bonne orientation (thermique) du bâtiment peut se heurter à des difficultés de réalisation effective : emprise non admise pour le permis de construire, ombre portée sur le voisinage, etc.

Le bâtiment projeté étant implanté suivant une orientation rigide, il peut être encore possible de réduire l'ensoleillement direct à certaines périodes (prévues) de la journée par des éléments fixes de construction :
— auvents,
— brise-soleil,
— « casquettes » permettant d'allonger l'ombre portée sur le vitrage,
en ne modifiant que légèrement le parti architectural.

Une simulation de calcul de bilan thermique pour différents profils de tels éléments doit aboutir à une façade dont l'épure est pratiquement conservée mais ne recevant plus qu'une charge minimale d'apports thermiques solaires.

Étude d'un cas :

Un immeuble est prévu avec une façade orientée sud-ouest ; les vitrages sont modulaires ; la latitude du lieu est de 50 °N.

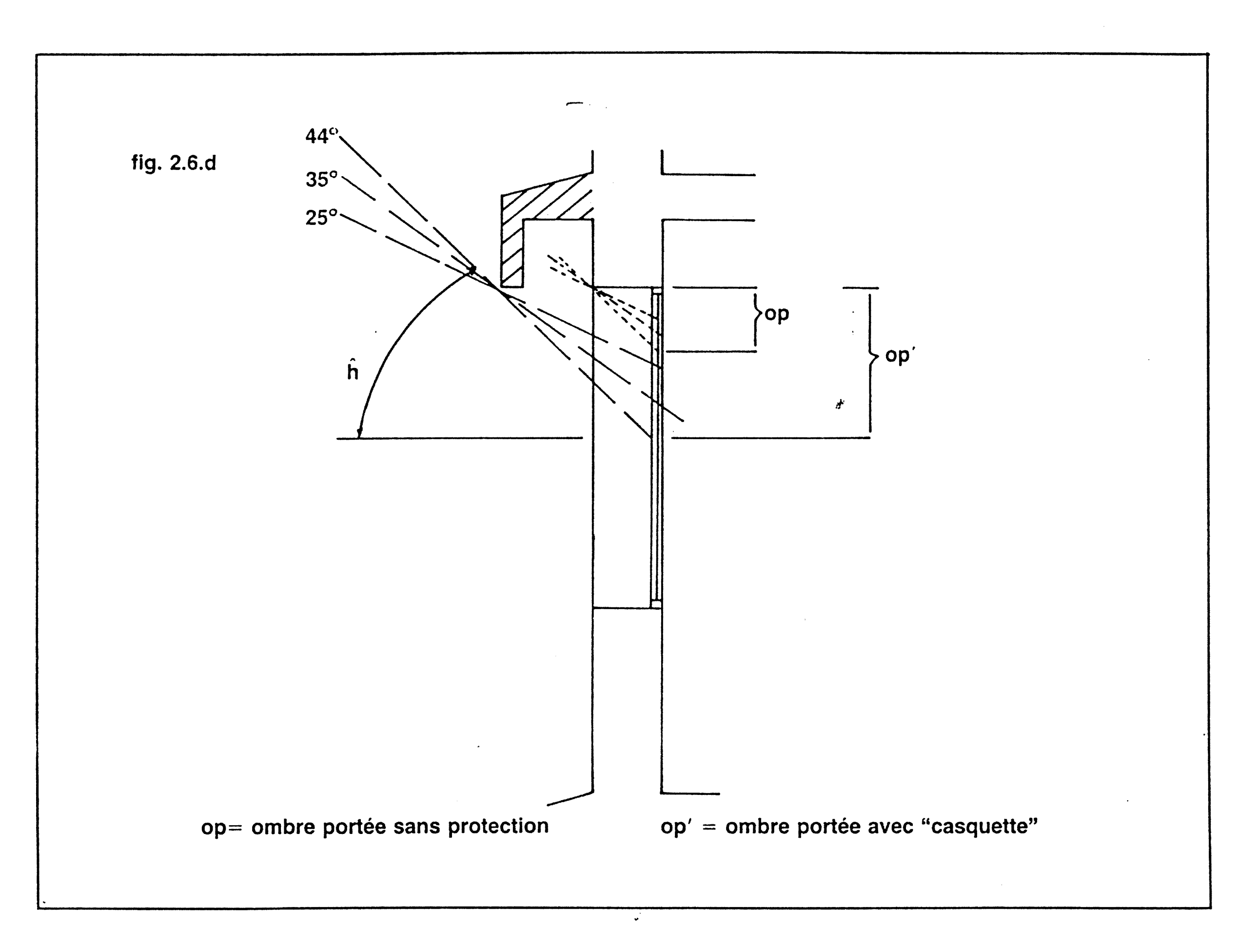
Pour éviter de placer des pare-soleil à commande manuelle, un brise-soleil est prévu construit en forme de « casquette » prolongeant la dalle de chaque plancher.

La **figure 2.6.d** montre qu'aux heures maximales d'ensoleillement estival, la hauteur du vitrage est ombragée à raison de :

— à 15.00 h avec un angle de hauteur $\hat{h}$ = 44°
soit 50 % de la hauteur totale,
— à 16.00 avec $\hat{h}$ = 35°
soit 36 % de la hauteur totale,
— à 17.00 avec $\hat{h}$ = 25°
soit 24 % de la hauteur totale,
la totalité du vitrage recevant un flux diffus.

À noter que la partie verticale de la « casquette » ne cache pas le vitrage qui assure ainsi un éclairage naturel normal.

Cette réduction d'insolation directe, accentuée par l'ombre portée au plan horizontal due à l'angle d'azimut â devrait éviter la mise en place de stores extérieurs : la climatisation sera ainsi déterminée avec une charge d'apports thermiques maîtrisés.



ANNEXE A — CONVERSION DES UNITES DU SYSTEME METRIQUE

GRANDEUR	GRANDEUR EXPRIMEE EN	POUR LA TRANSFORMER EN	MULTIPLIER PAR
Température	kelvin [K]	celsius [°C]	retrancher 273
	celsius [°C]	kelvin [K]	ajouter 273
Force	newton [N]	kilogramme-force [kgf]	0,102
	kilogramme-force [kgf]	newton [N]	9,81
Travail ou énergie	joule [J]	kilogrammètre [kgm]	0,102
		watt-heure [Wh]	$2,78 . 10^{-4}$
		kilowatt-heure [kWh]	$2,78 . 10^{-7}$
		cheval-vapeur-heure [chh]	$3,78 . 10^{-7}$
	kilogrammètre [kgm]	joule [J]	9,81
		kilojoule [kJ]	$9,81 . 10^{-3}$
		watt-heure [Wh]	$2,72 . 10^{-3}$
		kilowatt-heure [kWh]	$2,72 . 10^{-6}$
		cheval-vapeur-heure [chh]	$3,70 . 10^{-6}$
	watt-heure [Wh]	joule [J]	$3,60 . 10^{3}$
		kilowatt-heure [kWh]	10^{-3}
		cheval-vapeur-heure [chh]	$1,36 . 10^{-3}$
		kilogrammètre [kgm]	$3,67 . 10^{2}$
	kilowatt-heure [kWh]	joule [J]	$3,6 . 10^{6}$
		watt-heure [Wh]	10^{3}
		kilogrammètre [kgm]	$3,67 . 10^{5}$
		cheval-vapeur-heure [chh]	1,36
	cheval-vapeur-heure [chh]	joule [J]	$2,65 . 10^{6}$
		kilogrammètre [kgm]	$2,70 . 10^{5}$
		watt-heure [Wh]	$0,735 . 10^{3}$
		kilowatt-heure [kWh]	0,735
Chaleur ou énergie	joule [J]	calorie [cal]	0,24
		kilocalorie [kcal]	$0,24 . 10^{-3}$
		thermie [th]	$0,24 . 10^{-6}$
		frigorie [fg]	$0,24 . 10^{-3}$
	kilocalorie [kcal]	calorie [cal]	10^{3}
		joule [J]	$4,18 . 10^{3}$
		kilowatt-heure [kWh]	$1,16 . 10^{-3}$
		kilogrammètre [kgm]	427
	thermie [th]	kilocalorie [kcal]	10^{3}
		joule [J]	$4,18 . 10^{6}$
		kilowatt-heure [kWh]	1,16
		kilogrammètre [kgm]	$427 . 10^{3}$
Puissance ou puissance calorifique	watt [W]	kilocalorie par heure [kcal/h]	0,86
		frigorie [fg]	0,86
		kilocalorie par seconde [kcal/s]	$2,39 . 10^{-4}$
		kilogrammètre par seconde [kgm/s]	0,102
		cheval-vapeur [ch]	$1,36 . 10^{-3}$
	kilocalorie par heure [kcal/h]	watt [W]	1,16
		kilowatt [kW]	$1,16 . 10^{-3}$
		kilogrammètre par seconde [kgm/s]	0,12
		cheval-vapeur [ch]	$1,58 . 10^{-3}$
	kilogrammètre par seconde [kgm/s]	watt [W]	9,81
		kilowatt [kW]	$9,81 . 10^{-3}$
		kilocalorie par heure [kcal/h]	8,43
		cheval-vapeur [ch]	$1,33 . 10^{-2}$
	cheval-vapeur [ch]	watt [W]	735,5
		kilowatt [kW]	0,735
		kilocalorie par heure [kcal/h]	632,4
		kilogrammètre par seconde [kgm/s]	75
	frigorie [fg]	watt [W]	1,16
		kilowatt [kW]	$1,16 . 10^{-3}$
		kilogrammètre par seconde [kgm/s]	0,12
		cheval-vapeur [ch]	$1,58 . 10^{-3}$
Pression	pascal [Pa]	bar [bar]	10^{-5}
		millibar [mbar]	10^{-2}
		atmosphère normale [atm]	$9,87 . 10^{-6}$
		kilogramme-force par centimètre carré [kgf/cm²]	$1,02 . 10^{-5}$
		millimètre d'eau à 4 [°C] [mm eau]	0,102

ANNEXE A — CONVERSION DES UNITES DU SYSTEME METRIQUE (suite)

GRANDEUR	GRANDEUR EXPRIMEE EN	POUR LA TRANSFORMER EN	MULTIPLIER PAR
Pression	pascal [Pa]	millimètre de mercure à 0 [°C] [mm mercure]	$0{,}75 . 10^{-2}$
		pièze [pz]	10^{3}
	bar [bar]	millibar [mbar]	10^{3}
		atmosphère normale [atm]	0,987
		kilogramme-force par centimètre carré [kgf/cm²]	1,02
		millimètre d'eau à 4 [°C] [mm eau]	$1{,}02 . 10^{4}$
		millimètre de mercure à 0 [°C] [mm mercure]	$7{,}5 . 10^{2}$
		pascal [Pa]	10^{5}
		pièze [pz]	10^{2}
	kilogramme-force par centimètre carré [kgf/cm²]	pascal [Pa]	$9{,}81 . 10^{4}$
		bar [bar]	0,981
		millibar [mbar]	$9{,}81 . 10^{2}$
		atmosphère normale [atm]	0,968
		millimètre d'eau à 4 [°C] [mm eau]	10^{4}
		millimètre de mercure à 0 [°C] [mm mercure]	$7{,}35 . 10^{2}$
		pièze [pz]	98,1
	atmosphère normale [atm]	pascal [Pa]	$1{,}013 . 10^{5}$
		bar [bar]	1,013
		millibar [mbar]	$1{,}013 . 10^{3}$
		kilogramme-force par centimètre carré [kgf/cm²]	1,033
		millimètre d'eau à 4 [°C] [mm eau]	$1{,}033 . 10^{4}$
		millimètre de mercure à 0 [°C] [mm mercure]	760
		pièze [pz]	101,3
	millimètre d'eau à 4 [°C] [mm eau]	pascal [Pa]	9,81
		millibar [mbar]	$9{,}81 . 10^{-2}$
		bar [bar]	$9{,}81 . 10^{-5}$
		atmosphère normale [atm]	$9{,}68 . 10^{-5}$
		kilogramme-force par centimètre carré [kgf/cm²]	10^{-4}
		millimètre de mercure à 0 [°C] [mm mercure]	$7{,}36 . 10^{-2}$
		pièze [pz]	$9{,}81 . 10^{-3}$
	millimètre de mercure à 0 [°C] [mm mercure]	pascal [Pa]	133,3
		millibar [mbar]	1,33
		bar [bar]	$1{,}33 . 10^{-3}$
		atmosphère normale [atm]	$1{,}32 . 10^{-3}$
		millimètre d'eau à 4 [°C] [mm eau]	13,6
		kilogramme-force par centimètre carré [kgf/cm²]	$1{,}36 . 10^{-3}$
		pièze [pz]	0,133
	pièze [pz]	hectopièze [hpz]	10^{-2}
		pascal [Pa]	10^{3}
		millibar [mbar]	10^{-5}
		bar [bar]	10^{-2}
		atmosphère normale [atm]	$9{,}87 . 10^{-3}$
		millimètre d'eau à 4 [°C] [mm eau]	$1{,}02 . 10^{2}$
		millimètre de mercure à 0 [°C] [mm mercure]	7,50
		kilogramme-force par centimètre carré [kgf/cm²]	$1{,}02 . 10^{-2}$
Viscosité cinématique	mètre carré par seconde [m²/s]	myriastokes [maSt]	1
		stokes [St]	10^{4}
		centistokes [cSt]	10^{6}
		centimètre carré par seconde [cm²/s]	10^{4}
	stokes [St]	centimètre carré par seconde [cm²/s]	1
		myriastokes [maSt]	10^{-4}
		centistokes [cSt]	10^{2}
		mètre carré par seconde [m²/s]	10^{-4}
	myriastokes [maSt]	mètre carré par seconde [m²/s]	1
		centimètre carré par seconde [cm²/s]	10^{4}
		stokes [St]	10^{4}
		centistokes [cSt]	10^{6}

ANNEXE A — CONVERSION DES UNITES DU SYSTEME METRIQUE (suite)

GRANDEUR	GRANDEUR EXPRIMEE EN	POUR LA TRANSFORMER EN	MULTIPLIER PAR
Viscosité cinématique	centimètre carré par seconde [cm²/s]	stokes [St]	1
		centistokes [cSt]	10^{2}
		myriastokes [maSt]	10^{-4}
		mètre carré par seconde [m²/s]	10^{-4}
Viscosité dynamique	kilogramme par mètre-seconde [kg/ms]	décapoise [daPo]	1
		poise [Po]	10
		centipoise [cPo]	10^{3}
		gramme par centimètre-seconde [g/cms]	10
	poise [Po]	gramme par centimètre-seconde [g/cms]	1
		kilogramme par mètre-seconde [kg/ms]	10^{-1}

ANNEXE B — CONVERSION DES UNITES ANGLO-SAXONNES EN UNITES METRIQUES

GRANDEUR	GRANDEUR EXPRIMEE EN	POUR LA TRANSFORMER EN	MULTIPLIER PAR
Longueur	cubit	mètre [m]	0,457
	fathom		1,829
	foot [ft]		0,305
	inch [in]		$2,54 . 10^{-2}$
	mile (US and GB)		$1,609 . 10^{3}$
	mil		$2,54 . 10^{-3}$
	quarter (Brit, linear)		0,229
	yard [yd]		0,914
Surface	acre (US and GB)	mètre carré [m²]	$4,05 . 10^{3}$
	square foot [sq ft]		$9,29 . 10^{-2}$
	square inch [sq in]		$6,452 . 10^{-4}$
	square mile [sq m]		$2,59 . 10^{6}$
	square yard [sq yd]		0,836
Volume	barrel (GB)	mètre cube [m³]	0,164
	barrel (US, petroleum)		0,159
	barrel (US, dry)		0,115
	barrel (US, liquid)		0,192
	cubic-foot [cu ft]		$2,832 . 10^{-2}$
	cubic-inch [cu in]		$1,639 . 10^{-5}$
	cubic-yard [cu yd]		0,764
	gallon (GB)		$4,546 . 10^{-3}$
	gallon (US, dry)		$4,405 . 10^{-3}$
	gallon (US, liquid)		$3,785 . 10^{-3}$
	pint (GB) [pt]		$5,683 . 10^{-4}$
	pint (US, dry)		$5,506 . 10^{-4}$
	pint (US, liquid)		$4,732 . 10^{-4}$
	quart (GB) [qt]		$1,137 . 10^{-3}$
	quart (US, dry)		$1,101 . 10^{-3}$
	quart (US, liquid)		$9,464 . 10^{-4}$
	quarter (GB, dry)		22,73
Masse	bag of cement	kilogramme [kg]	42,64
	barrel of cement		170,60
	cental		45,36
	cubic foot of brick		54,43
	dram (avdp)		$1,772 . 10^{-3}$
	grain		$6,48 . 10^{-5}$
	hundredweight (long)		50,80
	hundredweight (short)		45,36
	ounce (troy) [oz]		$3,11 . 10^{-2}$
	ounce (avdp)		$2,835 . 10^{-2}$
	pound (troy) [lb]		0,373
	pound (avdp)		0,453
	pound of cement		0,453
	quarter (GB, long)		12,70
	quarter (GB, short)		11,34
	quarter (US, long)		254
	quarter (US, short)		226,8
	quintal (long)		50,80
	quintal (short)		45,36
	stone (GB, legal)		6,350
	ton (long)		1 016
	ton (short)		907,2

ANNEXE B — CONVERSION DES UNITES ANGLO-SAXONNES EN UNITES METRIQUES (suite)

GRANDEUR	GRANDEUR EXPRIMEE EN	POUR LA TRANSFORMER EN	MULTIPLIER PAR
Masse volumique	grain per cubic foot	kilogramme par mètre cube [kg/m³]	$2,288 . 10^{-3}$
	ounce per cubic foot		1,001
	ounce per cubic inch		$1,730 . 10^{3}$
	pound per cubic foot		16,02
	pound per cubic inch		$2,768 . 10^{4}$
	pound per cubic yard		0,593
	pound per gallon (GB)		99,78
	pound per gallon (US, liquid)		119,80
	ton (long) per cubic yard		1 329
	ton (short) per cubic yard		1 187
Vitesse	foot per hour	mètre par seconde [m/s]	$8,467 . 10^{-5}$
	foot per minute	»	$5,08 . 10^{-3}$
	foot per second	»	0,305
	inch per second	»	$2,54 . 10^{-2}$
	knot	»	0,515
	mile per hour [mph]	kilomètre par heure [km/h]	1,609
Pression	foot of air (15 [°C], 1 [atm])	bar [bar]	$3,656 . 10^{-5}$
		pascal [Pa]	3,656
	foot of mercury (0 [°C])	bar	0,406
		pascal	$4,06 . 10^{4}$
	foot of water (4 [°C])	atmosphère	$2,95 . 10^{-2}$
		bar	$2,989 . 10^{-2}$
		pascal	$2,989 . 10^{3}$
	inch of air (15 [°C], 1 [atm])	bar	$3,047 . 10^{-6}$
		pascal	0,304
	inch of mercury (0 [°C])	bar	$3,386 . 10^{-2}$
		pascal	$3,386 . 10^{3}$
	inch of water (4 [°C])	bar	$2,49 . 10^{-3}$
		pascal	$2,49 . 10^{2}$
	ounce per square foot	pascal	2,993
	ounce per square inch	bar	$4,309 . 10^{-3}$
		pascal	$4,309 . 10^{2}$
	ounce per square yard	pascal	0,332
	pound per square foot	pascal	47,88
	pound per square inch	bar	$6,895 . 10^{-2}$
		pascal	$6,895 . 10^{3}$
	poundal per square inch	bar	$2,143 . 10^{-3}$
		pascal	$2,143 . 10^{2}$
	ton (long) per square foot	bar	1,073
	ton (long) per square inch	bar	154,40
	ton (short) per square foot	bar	0,957
	ton (short) per square inch	bar	137,9
Débit	cubic foot per minute [cfm]	mètre cube par heure [m³/h]	1,699
	cubic foot per second [cfs]	mètre cube par seconde [m³/s]	$2,832 . 10^{-2}$
	gallon per minute (GB) [gpm]	mètre cube par heure	0,273
	gallon per minute (US) [US gpm]	mètre cube par heure	0,227
Force	poundal	newton [N]	0,138
		kilogramme force [kgf]	$1,407 . 10^{-2}$
Energie Quantité de chaleur	british thermal unit [Btu]	joule [J]	$1,055 . 10^{3}$
		kilocalorie [kcal]	0,252
	cubic foot - atmosphère	joule	$2,869 . 10^{3}$
		kilocalorie	0,685
	cubic foot-pound per square inch	joule	$1,952 . 10^{2}$
		kilocalorie	$4,663 . 10^{-2}$
	foot poundal	joule	$4,213 . 10^{-2}$
		kilocalorie	$1,01 . 10^{-5}$
	foot-pound	joule [J]	1,356
		kilocalorie [kcal]	$3,238 . 10^{-4}$
	horsepower-hour	joule	$2,684 . 10^{6}$
		kilocalorie	$6,412 . 10^{2}$
		kilowatt heure	0,745
	pound ice melted	frigorie	36,14
	therm (GB)	kilocalorie	$2,52 . 10^{4}$
		thermie	25,2
Puissance ou Puissance calorifique	british commercial ton of refrigeration	frigorie par heure [fg/h]	$3,373 . 10^{3}$
	british theoretical unit of refrigeration	frigorie par heure	3 600
	british thermal unit per hour [Btu.h]	kilocalorie par heure [kcal/h]	0,252
		watt	0,293
	british thermal unit per minute	kilocalorie par heure	15,12
		watt	17,58
	british thermal unit per second	kilocalorie par heure	907,2
		watt	1 055

ANNEXE B — CONVERSION DES UNITES ANGLO-SAXONNES EN UNITES METRIQUES (suite)

GRANDEUR	GRANDEUR EXPRIMEE EN	POUR LA TRANSFORMER EN	MULTIPLIER PAR
Puissance ou Puissance calorifique	equivalent direct radiation (EDR)	kilocalorie par heure	60,48
	horsepower [Hp]		
	horsepower (boiler)	kilocalorie par heure	8 435
	horsepower (electric)	kilocalorie par heure	641,5
		watt	745,9
	pound ice melted per hour	frigorie par heure	36,14
	ton of refrigeration (US)	frigorie par heure	3 024
Pouvoir calorifique	british thermal unit per pound [Btu/lb]	joule par kilogramme [J/kg]	2 326
		kilocalorie par kilogramme [kcal/kg]	0,555
	horsepower-hour per pound	joule par kilogramme	$5,917 . 10^6$
		kilocalorie par kilogramme	1 414
	british thermal unit per cubic foot [Btu/cu ft]	joule par mètre cube	$3,725 . 10^4$
		kilocalorie par mètre cube	8,899
Chaleur spécifique	british thermal unit per pound and Fahrenheit degree [Btu/lb °F]	joule par kilogramme, degré centigrade [J/kg deg]	4 186
		kilocalorie par kilogramme, degré centigrade [kcal/kg deg]	1
Chaleur spécifique	british thermal unit per cubic foot and Fahrenheit degree [Btu/cu ft °F]	joule par mètre cube, degré centigrade [J/m^3 deg]	$6,718 . 10^4$
		kilocalorie par mètre cube, degré centigrade [$kcal/m^3$ deg]	16,05
Flux surfacique	british thermal unit per hour and square foot [Btu/sq ft]	watt par mètre carré [W/m^2]	3,154
		kilocalorie par heure et par mètre carré [$kcal/m^2$ h]	2,712
	british thermal unit per square foot and minute [Btu/sq ft . m]	watt par mètre carré	189,2
		kilocalorie par heure et mètre carré	162,7
	horsepower per square foot [Hp/sq ft]	watt par mètre carré	8 025
		kilocalorie par heure et mètre carré	6 902
	watt per square inch	watt par mètre carré	1 550
		kilocalorie par heure, mètre carré	1 334
Conductivité thermique	british thermal unit per hour, foot and Fahrenheit degree [Btu/ft °F]	watt par mètre, degré centigrade	1,730
		kilocalorie par heure, mètre, degré centigrade [kcal/m h deg]	1,488
	british thermal unit-inch per hour, square foot and Fahrenheit degree	watt par mètre, degré centigrade	0,144
		kilocalorie par heure, mètre, degré centigrade	0,124
Coefficient de transmission thermique	british thermal unit per hour, square foot and Fahrenheit degree [Btu/sq ft °F]	watt par mètre carré et degré centigrade [W/m^2 deg]	5,675
		kilocalorie par heure, mètre carré et degré centigrade [$kcal/m^2$ h deg]	4,882
Viscosité	pound per foot and second	décapoise [daPo]	1,488
	square inch per second	myriastokes [maSt]	$6,45 . 10^{-4}$

ANNEXE C — TABLE DE CONVERSION DES DEGRES FAHRENHEIT EN DEGRES CELSIUS

[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]
— 459,69	— 273,15								
— 450	— 267,8	— 40	— 40,0	5	— 15,0	50	10,0	95	35,0
— 440	— 262,2	— 39	— 39,4	6	— 14,4	51	10,6	96	35,6
— 430	— 256,7	— 38	— 38,9	7	— 13,9	52	1,1	97	36,1
— 420	— 251,1	— 37	— 38,3	8	— 13,3	53	11,7	98	36,7
— 410	— 245,6	— 36	— 37,8	9	— 12,8	54	12,2	99	37,2
— 400	— 240,0	— 35	— 37,2	10	— 12,2	55	12,8	100	37,8
— 390	— 234,4	— 34	— 36,7	11	— 11,7	56	13,3	101	38,3
— 380	— 228,9	— 33	— 36,1	12	— 11,1	57	13,9	102	38,9
— 370	— 223,3	— 32	— 35,6	13	— 10,6	58	14,4	103	
— 360	— 217,8	— 31	— 35,0	14	— 110,0	59	15,0	104	40,0
— 350	— 212,2	— 30	— 34,4	15	— 9,4	60	15,6	105	40,6
— 340	— 206,7	— 29	— 33,9	16	— 8,9	61	16,1	106	41,1
— 330	— 201,1	— 28	— 33,3	17	— 8,3	62	16,7	107	41,7
— 320	— 195,6	— 27	— 32,8	18	— 7,8	63	17,2	108	42,2
— 310	— 190,0	— 26	— 32,2	19	— 7,2	64	17,8	109	42,8
— 300	— 184,4	— 25	— 31,7	20	— 6,7	65	18,3	110	43,3
— 290	— 178,9	— 24	— 31,1	21	— 6,1	66	18,9	111	43,9
— 280	— 173,3	— 23	— 30,6	22	— 5,6	67	19,4	112	44,4
— 270	— 167,8	— 22	— 30,0	23	— 5,0	68	20,0	113	45,0
— 260	— 162,2	— 21	— 29,4	24	— 4,4	69	20,6	114	45,6
— 250	— 156,7	— 20	— 28,9	25	— 3,9	70	21,1	115	46,1
— 240	— 151,1	— 19	— 28,3	26	— 3,3	71	21,7	116	
— 230	— 145,6	— 18	— 27,8	27	— 2,8	72	22,2	117	47,2
— 220	— 140,0	— 17	— 27,2	28	— 2,2	73	22,8	118	47,8
— 210	— 134,4	— 16	— 26,7	29	— 1,7	74	23,3	119	48,3
— 200	— 128,9	— 15	— 26,1	30	— 1,1	75	23,9	120	48,9
— 190	— 123,3	— 14	— 25,6	31	— 0,6	76	24,4	121	49,4
— 180	— 117,8	— 13	— 25,0	32	0	77	25,0	122	50,0
— 170	— 112,2	— 12	— 24,4	33	0,6	78	25,6	123	50,6
— 160	— 106,7	— 11	— 23,9	34	1,1	79	26,1	124	51,1
— 150	— 101,1	— 10	— 23,3	35	1,7	80	26,7	125	51,7
— 140	— 95,6	— 9	— 22,8	36	2,2	81	27,2	126	52,2
— 130	— 90,0	— 8	— 22,2	37	2,8	82	27,8	127	52,8
— 120	— 84,4	— 7	— 21,7	38	3,3	83	28,3	128	53,3
— 110	— 78,9	— 6	— 21,1	39	3,9	84	28,9	129	53,9
— 100	— 73,3	— 5	— 20,6	40	4,4	85	29,4	130	54,4
— 90	— 67,8	— 4	— 20,0	41	5,0	86	30,0	131	55,0
— 80	— 62,2	— 3	— 19,4	42	5,6	87	30,6	132	55,6
— 75	— 59,4	— 2	— 18,9	43	6,1	88	31,1	133	56,1
— 70	— 56,7	— 1	— 18,3	44	6,7	89	31,7	134	56,7
— 65	— 53,9	0	— 17,8	45	7,2	90	32,2	135	57,2
— 60	— 51,1	1	— 17,2	46	7,8	91	32,8	136	57,8
— 55	— 48,3	2	— 16,7	47	8,3	92	33,3	137	58,3
— 50	— 45,6	3	— 16,1	48	8,9	93	33,9	138	58,9
— 45	— 42,8	4	— 15,6	49	9,4	94	34,4	139	59,4

ANNEXE C — TABLE DE CONVERSION DES DEGRES FAHRENHEIT EN DEGRES CELSIUS (suite)

[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]
140	60,0	185	35,0	230	110,0	500	260,0	950	510,0
141	60,6	186	85,6	231	110,6	510	265,6	960	515,6
142	61,1	187	86,1	232	111,1	520	271,1	970	521,1
143	61,7	188	86,7	233	11,7	530	276,7	980	526,7
144	62,2	189	87,2	234	112,2	540	282,2	990	532,2
145	62,8	190	87,8	235	112,8	550	287,8	1000	537,8
146	63,3	191	88,3	236	113,3	560	293,3	1010	543,3
147	63,9	192	88,9	237	113,9	570	298,9	1020	548,9
148	64,4	193	89,4	238	114,4	580	304,4	1030	554,4
149	65,0	194	90,0	239	115,0	590	310,0	1040	560,0
150	65,6	195	90,6	240	115,6	600	315,6	1050	565,6
151	66,1	196	91,1	241	116,7	610	321,1	1060	571,1
152	66,7	197	91,7	242	116,1	620	326,7	1070	576,7
153	67,2	198	92,2	243	117,2	630	332,2	1080	582,2
154	67,8	199	92,8	244	117,8	640	337,8	1090	587,8
155	68,3	200	93,3	245	118,3	650	343,3	1100	593,3
156		201	93,9	246	118,9	660	348,9	1110	598,9
157	69,4	202	94,4	247	119,4	670	354,4	1120	604,4
158	70,0	203	95,0	248	120,0	680	360,0	1130	610,0
159	70,6	204	95,6	249	120,6	690	365,6	1140	615,6
160	71,1	205	96,1	250	121,1	700	371,1	1150	621,1
161	71,7	206	96,7	260	126,7	710	376,7	1160	626,7
162	72,2	207	97,2	270	132,2	720	382,2	1170	632,2
163	72,8	208	97,8	280	137,8	730	387,8	1180	637,8
164	73,3	209	98,3	290	143,3	740	393,3	1190	643,3
165	73,9	210	98,9	300	148,9	750	398,9	1200	648,9
166	74,4	211	99,4	310	154,4	760	404,4	1210	654,4
167	75,0	212	100,0	320	160,0	770	410,0	1220	660,0
168	75,6	213	100,6	330	165,6	780	415,6	1230	665,6
169	76,1	214	101,1	340	171,1	790	421,1	1240	671,1
170	76,7	215	101,7	350	176,7	800	426,7	1250	676,7
	77,2	216	102,2	360	182,2	810	432,2	1260	682,2
172	77,8	217	102,8	370	187,8	820	437,8	1270	687,8
173	78,3	218	103,3	380	193,3	830	443,3	1280	693,3
174	78,9	219	103,9	390	198,9	840	448,9	1290	698,9
175	79,4	220	104,4	400	204,4	850	454,4	1300	704,4
176	80,0	221	105,0	410	210,0	860	460,0	1310	710,0
177	80,6	222	105,6	420	215,6	870	465,6	1320	715,6
178	81,1	223	106,1	430	221,1	880	471,1	1330	721,1
179	81,7	224	106,7	440	226,7	890	476,7	1340	726,7
180	82,2	225	107,2	450	232,2	900	482,2	1350	732,2
181	82,8	226	107,8	460	237,8	910	487,8	1360	737,8
182	83,3	227	108,3	470	243,3	920	493,3	1370	743,3
183	83,9	228	108,9	480	248,9	930	498,9	1380	748,9
184	84,4	229	109,4	490	254,4	940	504,4	1390	754,4

ANNEXE C — TABLE DE CONVERSION DES DEGRES FAHRENHEIT EN DEGRES CELSIUS (suite)

[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]
1400	760,0	1600	871,1	1800	982,2	2000	1093,3	2200	1204,4
1410	765,6	1610	876,7	1810	987,8	2010	1098,9	2210	1210,0
1420	771,1	1620	882,2	1820	993,3	2020	1104,4	2220	1215,6
1430	776,7	1630	887,8	1830	998,9	2030	1110,0	2230	1221,1
1440	782,2	1640	893,3	1840	1004,4	2040	1115,6	2240	1226,7
1450	787,8	1650	898,9	1850	1010,0	2050	1121,1	2250	1232,2
1460	793,3	1660	904,4	1860	1015,6	2060	1126,7	2260	1237,8
1470	798,9	1670	910,0	1870	1021,1	2070	1132,2	2270	1243,3
1480	804,4	1680	915,6	1880	1026,7	2080	1137,8	2280	1248,9
1490	810,0	1690	921,1	1890	1032,2	2090	1143,3	2290	1254,4
1500	815,6	1700	926,7	1900	1037,8	2100	1148,9	2300	1260,0
1510	821,1	1710	932,2	1910	1043,3	2110	1154,4	2310	1265,6
1520	826,7	1720	937,8	1920	1048,9	2120	1160,0	2320	1271,1
1530	832,2	1730	843,3	1930	1054,4	2130		2330	1276,7
1540	837,8	1740	948,9	1940	1060,0	2140	1171,1	2340	1282,2
1550	843,3	1750	954,4	1950	1065,6	2150	1176,7	2350	1287,8
1560	848,9	1760	960,0	1960	1071,1	2160	1182,2	2360	1293,3
1570	854,4	1770	965,6	1970	1076,7	2170	1187,8	2370	1298,9
1580	860,0	1780	971,1	1980	1082,2	2180	1193,3	2380	1304,4
1590	865,6	1790	976,7	1990	1087,8	2190	1198,9	2390	1310,0

ANNEXE D — TABLE DE CONVERSION DES DEGRES CELSIUS EN DEGRES FAHRENHEIT

[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]
— 272	— 457,6	— 90	— 130,0	— 30	— 22,0	— 10	14,0	10	50,0
— 270	— 454,0	— 85	— 121,0	— 29	— 20,2	— 9	15,8	11	51,8
— 260	— 436,0	— 80	— 112,0	— 28	— 18,4	— 8	17,6	12	53,6
— 250	— 418,0	— 75	— 103,0	— 27	— 16,6	— 7	19,4	13	55,4
— 240	— 400,0	— 70	— 94,0	— 26	— 14,8	— 6	21,2	14	57,2
— 230	— 382,0	— 65	— 85,0	— 25	— 13,0	— 5	23,0	15	59,0
— 220	— 364,0	— 60	— 76,0	— 24	— 11,2	— 4	24,8	16	60,8
— 210		— 55	— 67,0	— 23	— 9,4	— 3	26,6	17	62,6
— 200	— 328,0	— 50	— 58,0	— 22	— 7,6	— 2	28,4	18	64,4
— 190	— 310,0	— 45	— 49,0	— 21	— 5,8	— 1	30,2	19	66,2
— 180	— 292,0	— 40	— 40,0	— 20	— 4,0	0	32,0	20	68,0
— 170	— 274,0	— 39	— 38,2	— 19	— 2,2	1	33,8	21	69,8
— 160	— 256,0	— 38	— 36,4	— 18	— 0,4	2	35,6	22	71,0
— 150	— 238,0	— 37	— 34,6	— 17	1,4	3	37,4	23	73,4
— 140	— 220,0	— 36	— 32,8	— 16	3,2	4	39,2	24	75,2
— 130	— 202,0	— 35	— 31,0	— 15	5,0	5	41,0	25	77,0
— 120	— 184,0	— 34	— 29,2	— 14	6,8	6	42,8	26	78,8
— 110	— 166,0	— 33	— 27,4	— 13	8,6	7	44,6	27	80,6
— 100	— 148,0	— 32	— 25,6	— 12	10,4	8	46,4	28	82,4
— 95	— 139,0	— 31	— 23,8	— 11	12,2	9	48,2	29	84,2

ANNEXE D — TABLE DE CONVERSION DES DEGRES CELSIUS EN DEGRES FAHRENHEIT (suite)

[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]
30	86,0	70	158,0	200	392,0	600	1112,0	1000	1832,0
31	87,8	71	159,8	210	410,0	610	1130,0	1010	1850,0
32	89,6	72	161,6	220	428,0	620	1148,0	1020	1868,0
33	91,4	73	163,4	230	446,0	630	1166,0	1030	1886,0
34	93,2	74	165,2	240	464,0	640		1040	1904,0
35	95,0	75	167,0	250	482,0	650	1202,0	1050	1922,0
36	96,8	76	168,8	260	500,0	660	1220,0	1060	1940,0
37	98,6	77	170,6	270	518,0	670	1238,0	1070	1958,0
38	100,4	78	172,4	280	536,0	680	1256,0	1080	1976,0
39	102,2	79	174,2	290	544,0	690	1274,0	1090	1994,0
40	104,0	80	176,0	300	572,0	700	1292,0	1100	2012,0
41	105,8	81	177,8	310	590,0	710	1310,0	1110	2030,0
42	107,6	82	179,6	320	608,0	720	1328,0	1120	2048,0
43	109,4	83	181,4	330	626,0	730	1346,0	1130	2066,0
44	111,2	84	183,2	340	644,0	740	1364,0	1140	2084,0
45	113,0	85	185,0	350	662,0	750	1382,0	1150	2102,0
46	114,8	86	186,8	360	680,0	760	1400,0	1160	2120,0
47	116,6	87	188,6	370	698,0	770	1418,0	1170	2138,0
48	118,4	88	190,4	380	716,0	780	1436,0	1180	2156,0
49	120,2	89	192,2	390	734,0	790	1454,0	1190	2174,0
50	122,0	90	194,0	400	752,0	800	1472,0	1200	2192,0
51	123,8	91	195,8	410	770,0	810	1490,0	1210	2210,0
52	125,6	92	197,6	420	788,0	820	1508,0	1220	228,0
53	127,4	93	199,4	430	806,0	830	1526,0	1230	2246,0
54	129,2	94	201,2	440	824,0	840	1544,0	1240	2264,0
55	131,0	95	203,0	450	842,0	850	1562,0	1250	2282,0
56	132,8	96	204,8	460	860,0	860	1580,0	1260	2300,0
57	134,6	97	206,6	470	878,0	870	1598,0	1270	2318,0
58	136,4	98	208,4	480	896,0	880	1616,0	1280	2336,0
59	138,2	99	210,2	490	914,0	890	1634,0	1290	2354,0
60	140,0	100	212,0	500	932,0	900	1652,0	1300	2372,0
61	141,8	110	230,0	510	950,0	910	1670,0	1310	2390,0
62	143,6	120	248,0	520	968,0	920	1688,0	1320	2408,0
63	145,4	130	266,0	530	986,0	930	1706,0	1330	2426,0
64	147,2	140	284,0	540	1004,0	940	1724,0	1340	2444,0
65	149,0	150	302,0	550	1022,0	950	1742,0	1350	2462,0
66	150,8	160	320,0	560	1040,0	960	1760,0	1360	2480,0
67	152,6	170	338,0	570	1058,0	970	1778,0	1370	2498,0
68	154,4	180	356,0	580	1076,0	980	1796,0	1380	2516,0
69	156,2	190	374,0	590	1094,0	990	1814,0	1390	2534,0

VALEUR DU COEFFICIENT C [%]

Durée d'occupation [h]	Type de construction du bâtiment	Temps écoulé après l'entrée des occupants [h]																		
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
2	très légère	0	71	76	9	6	5	4	3	3	2	2	2	1	1	1	1	0	0	0
2	légère	0	61	68	12	9	7	5	4	4	3	2	2	2	2	1	1	1	1	1
2	moyenne	1	60	65	10	8	6	5	4	4	3	3	2	2	2	2	2	1	1	1
2	lourde	0	47	54	13	11	9	8	7	6	5	5	4	3	3	2	2	2	2	1
3	très légère	0	71	76	80	12	9	7	6	5	4	3	3	2	2	2	1	1	1	1
3	légère	1	61	68	73	16	12	9	8	6	5	4	4	3	3	2	2	2	2	2
3	moyenne	2	61	66	70	14	11	9	7	6	5	5	4	4	3	3	3	3	2	2
3	lourde	1	47	54	60	18	15	13	12	10	9	8	7	6	5	4	4	3	3	2
4	très légère	0	71	77	80	83	15	11	9	7	6	5	4	4	3	3	2	2	1	1
4	légère	1	62	68	73	77	19	15	12	9	8	6	6	5	4	4	3	3	3	2
4	moyenne	2	61	67	71	74	17	13	11	9	8	7	6	5	5	4	4	4	3	3
4	lourde	1	48	55	60	65	23	20	17	15	13	11	10	8	7	6	5	5	4	4
5	très légère	1	71	77	80	83	86	17	13	10	9	7	6	5	4	4	3	3	2	2
5	légère	2	62	69	74	77	80	22	17	13	11	9	8	7	6	5	4	4	4	3
5	moyenne	3	62	67	71	74	77	20	16	13	11	9	8	7	6	6	5	5	5	4
5	lourde	2	48	55	61	66	70	27	23	20	17	15	13	11	10	9	8	7	6	5
6	très légère	1	72	77	81	83	86	88	18	14	12	10	8	7	6	5	4	4	3	3
6	légère	2	63	69	74	78	81	83	24	19	15	12	10	9	8	7	6	5	5	4
6	moyenne	4	63	68	72	75	77	79	22	18	15	12	11	9	8	8	7	6	6	5
6	lourde	3	49	56	61	66	70	74	30	26	23	20	17	15	13	11	10	9	7	7
7	très légère	1	72	77	81	84	86	88	89	20	16	13	11	9	8	6	5	5	4	3
7	légère	3	63	70	75	78	81	83	85	26	20	16	14	11	10	8	7	7	6	5
7	moyenne	5	64	69	73	76	78	80	81	24	19	16	14	12	11	9	9	8	7	7
7	lourde	4	50	56	62	67	71	74	77	33	29	25	22	19	16	14	13	11	10	8
8	très légère	2	72	78	81	84	86	88	90	91	21	17	14	12	10	8	7	6	5	4
8	légère	4	64	70	75	79	81	84	85	87	27	22	18	15	12	11	9	8	7	6
8	moyenne	6	64	70	74	76	79	81	82	83	25	21	18	15	13	12	10	9	9	8
8	lourde	4	51	57	62	67	71	75	78	80	36	31	27	24	21	18	16	14	12	10
9	très légère	2	73	78	81	84	86	88	90	91	92	22	18	15	12	10	9	7	6	5
9	légère	4	65	71	76	79	82	84	86	87	88	29	23	19	16	13	11	10	9	8
9	moyenne	7	65	71	74	77	80	81	83	84	85	27	22	19	16	14	13	11	10	10
9	lourde	6	52	58	63	68	72	75	78	81	83	38	33	29	25	22	19	17	15	13
10	très légère	3	73	78	82	84	87	88	90	91	92	93	23	18	15	13	11	9	8	7
10	légère	5	65	72	76	80	82	84	86	88	89	90	30	24	20	17	14	12	11	9
10	moyenne	8	66	71	75	78	80	82	84	85	86	87	28	23	20	17	15	14	12	11
10	lourde	7	53	59	64	68	72	76	79	81	84	85	40	35	30	26	23	20	18	15

ANNEXE E — Apports dus aux occupants

VALEUR DU COEFFICIENT C [%]

Durée d'occupation [h]	Type de construction du bâtiment	Temps écoulé après l'entrée des occupants [h]																		
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
11	très légère	3	74	79	82	85	87	89	90	92	93	94	94	24	19	16	13	11	10	8
11	légère	6	66	72	77	80	83	85	87	88	89	90	91	31	25	21	17	15	13	11
11	moyenne	9	67	72	76	79	81	83	84	85	86	87	88	29	25	21	18	16	14	13
11	lourde	8	54	60	65	69	73	76	79	82	84	86	88	42	37	32	28	24	21	18
12	très légère	4	74	79	83	85	87	89	91	92	93	94	94	95	25	20	16	14	12	10
12	légère	7	67	73	78	81	84	86	87	89	90	91	91	92	32	26	21	18	15	13
12	moyenne	10	68	73	77	80	82	84	85	86	87	88	89	89	31	26	22	19	17	15
12	lourde	10	55	61	66	70	74	77	80	82	84	86	88	89	44	38	33	29	25	22
13	très légère	5	75	80	83	86	88	89	91	92	93	94	95	95	96	25	20	17	14	12
13	légère	8	68	74	78	82	84	86	88	89	90	91	92	92	93	33	27	22	19	16
13	moyenne	11	70	74	78	81	83	85	86	87	88	89	89	90	90	32	27	23	20	18
13	lourde	11	57	62	67	71	75	78	81	83	85	87	88	90	91	45	39	34	30	26
14	très légère	6	76	81	84	86	88	90	91	92	93	94	95	95	96	96	26	21	17	15
14	légère	9	69	75	79	82	85	87	88	90	91	91	92	93	93	94	34	27	23	19
14	moyenne	12	71	76	79	82	84	85	87	88	89	89	90	91	91	91	33	28	24	21
14	lourde	14	59	64	69	73	76	79	81	84	86	87	89	90	91	92	46	40	35	31
15	très légère	7	77	81	84	87	89	90	92	93	94	94	95	96	96	97	97	26	21	18
15	légère	11	70	76	80	83	86	88	89	90	91	92	93	93	94	94	95	34	28	23
15	moyenne	14	72	77	80	83	85	86	88	89	89	90	91	91	92	92	92	34	28	25
15	lourde	16	61	66	70	74	77	80	82	84	86	88	89	91	92	93	93	47	41	36
16	très légère	8	78	82	85	87	89	91	92	93	94	95	95	96	96	97	97	97	27	21
16	légère	12	72	77	81	84	87	88	90	91	92	93	93	94	94	95	95	95	35	29
16	moyenne	16	74	78	81	84	86	87	89	90	90	91	92	92	92	93	93	93	35	29
16	lourde	19	63	68	72	75	78	81	83	85	87	89	90	91	92	93	94	95	48	42
17	très légère	10	79	83	86	88	90	91	93	94	94	95	96	96	97	97	97	98	98	27
17	légère	14	73	79	83	85	88	89	91	92	92	93	94	94	95	95	95	96	96	36
17	moyenne	18	75	80	83	85	87	88	90	90	91	92	92	93	93	93	94	94	94	35
17	lourde	22	66	70	74	77	80	83	85	86	88	89	91	92	93	94	94	95	95	49
18	très légère	11	81	85	87	89	91	92	93	94	95	95	96	96	97	97	97	98	98	98
18	légère	16	75	80	84	87	89	90	91	92	93	94	94	95	95	96	96	96	96	97
18	moyenne	20	77	81	84	87	88	90	91	91	92	93	93	94	94	94	94	95	95	95
18	lourde	25	69	73	76	79	82	84	86	88	89	90	92	92	93	94	95	95	96	96
19	très légère	13	82	86	89	90	92	93	94	95	95	96	96	97	97	97	98	98	98	98
19	légère	19	77	82	86	88	90	91	92	93	94	95	95	95	96	96	96	97	97	97
19	moyenne	22	79	83	86	88	90	91	92	93	93	94	94	94	95	95	95	95	96	96
19	lourde	29	72	76	79	82	84	86	88	89	90	91	92	93	94	95	95	96	96	97

Notes personnelles